EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E COMERCIAL

ELETROBRÁS Centrais Elétricas Brasileiras
Praia do Flamengo, 66 - Bloco A - 14º andar - Flamengo
CEP 22210-030 - Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2514-5151 - Fax: (21) 2507-2474

PROCEL Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
Av. Rio Branco, 53 - 20° andar - Centro
CEP 20090-004 - Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2514-5197 - Fax: (21) 2514-5155

FICHA CATALOGRÁFICA

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA
Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial.
Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

316p. ilust. (Contém CD)

1.Conservação de Energia Elétrica.2.Refrigeração. I.Título. II. Venturini, Osvaldo José. III. Pirani, Marcelo José.

CDU: 621.3.004
621.3.004.14.004.1
621.56

Trabalho elaborado no âmbito do contrato realizado entre a ELETROBRÁS/PROCEL e o consórcio EFFICIENTIA/FUPAI

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA
Esplanada dos Ministérios Bloco "U" - CEP. 70.065-900 - Brasília - DF - www.mme.gov.br

Ministra
Dilma Rousseff

ELETROBRÁS/PROCEL

Av. Rio Branco, 53 - 20º andar - Centro - CEP 20090-004 - Rio de Janeiro - RJ
www.eletrobras.com/procel - procel@eletrobras.com

Presidente
Silas Rondeau Cavalcante Silva

Diretor de Projetos Especiais e Desenvolvimento Tecnológico e Industrial e Secretário Executivo do PROCEL
Aloísio Marcos Vasconcelos Novais

Chefe de Departamento de Planejamento e Estudos de Conservação de Energia e Coordenador Geral do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética
Renato Pereira Mahler

Chefe da Divisão de Suporte Técnico de Conservação de Energia e Coordenador Técnico do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética
Luiz Eduardo Menandro Vasconcellos

Chefe da Divisão de Planejamento e Conservação de Energia
Marcos de Queiroz Lima

Chefe de Departamento de Projetos Especiais
George Alves Soares

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Setoriais de Eficiência Energética
Fernando Pinto Dias Perrone

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Especiais
Solange Nogueira Puente Santos

EQUIPE TÉCNICA

Coordenador Geral
Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro

CONSÓRCIO EFFICIENTIA/FUPAI

EFFICIENTIA
Av. Afonso Pena, 1964 - 7º andar - Funcionários
CEP 30130-005 - Belo Horizonte - MG
www.efficientia.com.br -
efficientia@efficientia.com.br

Diretor Presidente da Efficientia
Elmar de Oliveira Santana

Coordenador Geral do Projeto
Jaime A. Burgoa/Tulio Marcus Machado Alves

Coordenador Operacional do Projeto
Ricardo Cerqueira Moura

Coordenador do Núcleo
Gestor dos Guias Técnicos
Marco Aurélio Guimarães Monteiro

Coordenador do Núcleo
Gestor Administrativo-Financeiro
Cid dos Santos Scala

FUPAI - Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria
Rua Xavier Lisboa, 27 - Centro - CEP 37501-042 - Itajubá - MG
www.fupai.com.br - fupai@fupai.com.br

Presidente da FUPAI
Djalma Brighenti

Coordenador Operacional do Projeto
Jamil Haddad*
Luiz Augusto Horta Nogueira*

Coordenadora do Núcleo
Gestor Administrativo-Financeiro
Heloisa Sonja Nogueira

EQUIPE TÉCNICA

Apoio Técnico
Adriano Jack Machado Miranda
Maria Aparecida Morangon de Figueiredo
Micael Duarte França

Capa
Eugênio Paccelli

Autor: Osvaldo José Venturini*
Co-autor: Marcelo José Pirani

* Professores da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI

SUMÁRIO

APRESENTAÇÃO

Em 1985, o Governo Federal criou o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), coordenado pelo Ministério de Minas e Energia e implementado pela Eletrobrás, com o objetivo principal de contribuir para a redução do consumo e da demanda de energia elétrica no país, mediante o combate ao desperdício desse valioso insumo.

A Eletrobrás/Procel mantém estreito relacionamento com diversas organizações nacionais e internacionais cujos propósitos estejam alinhados com o citado objetivo, destacando-se o Banco Mundial (BIRD) e o Global Environment Facility (GEF), que têm se constituído em importantes agentes financiadores de projetos na área da eficiência energética.

O GEF, que concede suporte financeiro às atividades relacionadas com a mitigação de impactos ambientais, como o uso racional e eficiente da energia, doou recursos à Eletrobrás/Procel, por intermédio do Bird, para o desenvolvimento de vários projetos, com destaque para "Disseminação de Informações em Eficiência Energética", tema deste trabalho. Concebido e coordenado pela Eletrobrás/Procel, este projeto foi realizado pelo Consórcio Efficientia/Fupai, com o apoio do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD). Objetiva, basicamente, divulgar informações sobre tecnologias de uso eficiente de energia para profissionais de setores diretamente envolvidos, como o industrial e o comercial, bem como para aqueles vinculados a prédios públicos e órgãos de saneamento, relativos a aspectos tecnológicos e operacionais que permitam reduzir o desperdício de energia elétrica. Este projeto também engloba a elaboração de casos de sucesso e treinamentos específicos que retratem os conceitos do uso racional e eficiente da energia.

CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Em 2001, o Brasil vivenciou uma grave crise de abastecimento no setor elétrico. Duas conseqüências positivas sobressaíram deste episódio: a forte participação da sociedade na busca da solução; e a valorização da eficiência no uso de energia. Em decorrência desse processo involuntário de aprendizagem, vem se formando uma consciência de que a eficiência energética não pode estar vinculada apenas a questões conjunturais. Deve, sim, fazer parte, de forma definitiva, da política energética nacional, mediante a valorização das iniciativas já em andamento no País, o desenvolvimento de produtos e processos mais eficientes e a intensificação de programas que levem à mudança nos hábitos de consumo.

A energia é um insumo fundamental para assegurar o desenvolvimento econômico e social de um país. A racionalização de seu uso apresenta-se como alternativa de baixo custo e de curto prazo de implantação. Em alguns casos, significativas economias podem ser obtidas apenas com mudanças de procedimentos e de hábitos, além de impactar positivamente o meio ambiente.

Dentre os aspectos econômicos envolvidos na atividade de racionalização do uso de energia, deve-se destacar a valorização da imagem e da visão estratégica da empresa. Hoje, o mercado está cada vez mais orientado a dar preferência a produtos de empresas comprometidas com ações de proteção ao meio ambiente.

Uma empresa que deseja alcançar uma estrutura de custos racionalizada e tornar-se mais competitiva não pode admitir o desperdício ou usar a energia de forma ineficiente e irresponsável. É necessário, pois, incentivar os empregados a obter o mesmo produto ou serviço com o menor consumo de energia, eliminando desperdícios e assegurando a redução dos custos.

Espera-se que as informações contidas neste Livro sejam úteis aos técnicos das empresas brasileiras, capacitando-os a implementar melhorias que resultem no uso responsável dos recursos naturais e energéticos, bem como no aumento da competitividade dos setores produtivos e de serviços do País.

A Eletrobrás / Procel e o Consórcio Efficientia / Fupai agradecem os esforços de todos aqueles que participaram dos vários estágios da elaboração deste documento, incluindo as fases de concepção inicial e de revisão final do texto. Registramos as contribuições, notadamente, de Sergio Meireles Penna (Cepel), Carlos Henrique Moya, Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro e Rose Pires Ribeiro (Consultores).

SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
AT	Alta tensão
BHP	Brake Horse Power
BT	Baixa tensão
CD	“Compact disk” - disco ótico
CICE	Comissão Interna de Conservação de Energia
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
ESCO	Energy saving company, ou empresa de serviço em conservação de energia
FC	Fator de carga
FP	Fator de potência
FS	Horário fora de ponta em período seco
FU	Horário fora de ponta em período úmido
HFP	Horário fora de ponta
HP	Horário de ponta
ICMS	Imposto Sobre Circulação de Mercadorias
IWA	International Water Association
MME	Ministério de Minas e Energia
MT	Média tensão
NHFP	Número de horas fora de ponta
NHP	Número de horas de ponta
NPSH	Net Positive Suction Head
PGE	Programa de Gestão Energética
PMR	Ponto de Máximo Rendimento
Procel	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PS	Horário de ponta em período seco
PU	Horário de ponta em período úmido
S	Período seco
SI	Sistema Internacional
THS	Tarifação horo-sazonal
TIR	Taxa Interna de Retorno
U	Período úmido
VPL	Valor presente líquido

1 Introdução

A utilização dos sistemas de refrigeração é indispensável. Como conseqüência, também é indispensável o uso da energia elétrica para o acionamento dos motores e outros equipamentos associados a esses sistemas. Assim, se não é possível evitar a degradação ambiental pela exploração irracional dos recursos naturais, uma importante contribuição nesse contexto consiste em reduzir ao máximo o uso irracional da energia. Se não pela consciência ambiental da necessidade de deixar para as futuras gerações um planeta em melhores condições de habitabilidade, ao menos para reduzir os custos dos serviços, que, em última análise, serão sempre pagos pela sociedade.

Este livro propõe-se a esclarecer os conceitos e os componentes dos sistemas de refrigeração, de modo a permitir a identificação das diversas oportunidades de seu uso otimizado. Os aspectos teóricos serão destacados, para que esse conhecimento possa auxiliar os técnicos usuários de ar comprimido no entendimento de seu processo de produção e uso, bem como capacitá-los a reconhecer outras oportunidades.

A partir dos conceitos básicos, serão descritos os ciclos de refrigeração e suas variações. Serão indicadas as fontes de carga térmica, de modo que, conhecendo-se os parâmetros que afetam a eficiência energética do sistema de refrigeração, o profissional procure otimizá-los.

Em seguida os componentes de um sistema de refrigeração são descritos bem como as informações sobre sua operação e manutenção que são importantes para manter um funcionamento adequado e eficiente.

Descritos esses sistemas, apresenta-se uma série de medidas de eficiência energética. Os usuários poderão, então, identificar aquelas aplicáveis em suas instalações ou, a partir do conhecimento adquirido identificar novas oportunidades.

Além das orientações sobre o uso adequado do frio, é apresentada breve descrição das práticas de gerenciamento energético, necessárias para converter as economias obtidas em kW e kWh em reais (R$). No anexo A, constam essas orientações, bem como outras dicas para aqueles profissionais que não estão dedicados exclusivamente à área de refrigeração.

O anexo B, importante e, talvez, essencial, apresenta um resumo dos principais conceitos de matemática financeira e de viabilidade econômica, a partir dos quais o profissional poderá justificar, financeiramente, a necessidade de implantação das medidas de eficientização energética.

Acompanha este livro um CD, no qual são apresentados documentos, planilhas e programas que auxiliarão e facilitarão a aplicação das orientações aqui contidas. São modelos propostos que podem e devem ser aperfeiçoados segundo a condição específica de cada usuário.

Um manual prático, do qual os conceitos aqui apresentados foram extraídos e que valoriza mais os exemplos práticos e as dicas importantes sobre o dimensionamento de medidas de eficiência energética, também estará disponível para aqueles que já entendem de sistemas de refrigeração mas cujo foco não é a otimização energética.

2 Conceitos Básicos

2.1 Definições

Propriedades termodinâmicas. Características macroscópicas de um sistema, como: volume, massa, temperatura e pressão.

Estado termodinâmico. Condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades.

Processo. Mudança de estado de um sistema. Representa qualquer mudança nas propriedades da substância. Uma descrição de um processo típico envolve a especificação dos estados de equilíbrio inicial e final.

Ciclo. Processo ou, mais especificamente, série de processos, em que o estado inicial e o estado final do sistema (substância) coincidem.

Substância pura. Qualquer substância que tenha composição química invariável e homogênea. Pode existir em mais de uma fase (sólida, líquida e gasosa), mas a sua composição química é a mesma em qualquer das fases.

Temperatura de saturação. Temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. É chamada "pressão de saturação" para a temperatura dada. Assim, para a água (utiliza-se a água para facilitar o entendimento da definição dada acima) a 100ºC, a pressão de saturação é de 1,01325 bar; para a água a 1,01325 bar de pressão, a temperatura de saturação é de 100ºC. Para uma substância pura, há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação correspondente.

Líquido saturado. Se uma substância se encontra em estado líquido à temperatura e pressão de saturação, diz-se que ela está no estado de líquido saturado.

Líquido sub-resfriado. Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação, para a pressão existente, o líquido é chamado de líquido sub-resfriado (significa que a temperatura é mais baixa que a temperatura de saturação para a pressão dada) ou líquido comprimido (significa que a pressão é maior que a pressão de saturação para a temperatura dada).

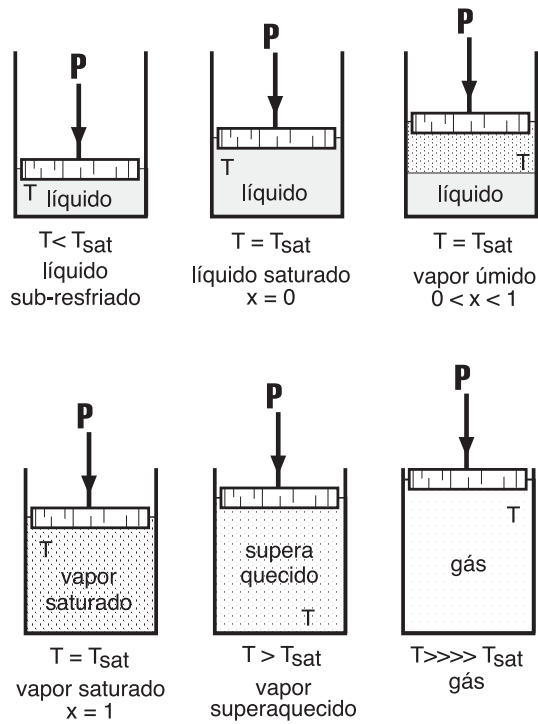



Figura 2.1 - Estados de uma substância pura

Título (x). Quando uma substância se encontra parte líquida e parte vapor, na temperatura de saturação (isto ocorre, em particular, nos sistemas de refrigeração, no condensador e no evaporador), a relação entre a massa de vapor e a massa total - isto é, massa de líquido mais massa de vapor - é chamada de título (x). Matematicamente, tem-se:

$$x=\frac{m_v}{m_l+m_v}=\frac{m_v}{m_t} \tag{2.1}$$

Vapor saturado. Se uma substância se encontra completamente como vapor na tem-

peratura de saturação, é chamada de "vapor saturado". Neste caso, o título é igual a 1 ou 100%, pois a massa total (m_t) é igual à massa de vapor (m_v).

Vapor superaquecido. Quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação, é chamado "vapor superaquecido". A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes. Neste caso, a temperatura pode ser aumentada para uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que chamamos de gases são vapores altamente superaquecidos.

A Figura 2.1 retrata a terminologia que acabou de ser definida para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

2.1.1 Propriedades termodinâmicas de uma substância

Propriedade de uma substância é qualquer característica que ela apresenta e que possa ser observável. Um número suficiente de propriedades termodinâmicas independentes constitui uma definição completa do estado da substância.

As propriedades termodinâmicas mais comuns são: temperatura (T), pressão (P), volume específico (v) e massa específica (ρ). Além destas, que são mensuráveis diretamente, existem outras, fundamentais para a análise de transferência de calor, trabalho e energia, que não mensuráveis diretamente: energia interna (u), entalpia (h) e entropia (s).

Energia interna (u). É a energia que a matéria possui devido ao movimento e/ou forças intermoleculares. Pode ser decomposta em duas partes:

- Energia cinética interna → relacionada à velocidade das moléculas;
- Energia potencial interna → relacionada às forças de atração entre as moléculas.

As mudanças na velocidade das moléculas são identificadas, macroscopicamente, pela alteração da temperatura da substância (sistema), enquanto que as variações na posição são identificadas pela mudança de fase da substância (sólido, líquido ou vapor).

Entalpia (h). Na análise térmica de alguns processos específicos, freqüentemente são encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma delas ocorre quando se tem um processo a pressão constante, resultando na combinação u + pv. Assim,

é conveniente definir uma nova propriedade termodinâmica, chamada "entalpia", representada pela letra h. Matematicamente, tem-se:

$$h = u + pv \tag{2.2}$$

Entropia (s). Esta propriedade termodinâmica representa, segundo alguns autores, uma medida da desordem molecular da substância ou, segundo outros, a medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância.

Cada propriedade de uma substância, em um dado estado, tem somente um valor finito. Essa propriedade sempre tem o mesmo valor para um estado dado, independentemente de como foi atingido tal estado.

2.1.2 Equações de estado

Equação de estado de uma substância pura é uma relação matemática que correlaciona pressão, temperatura e volume específico, para um sistema em equilíbrio termodinâmico. De maneira geral, podemos expressar esta relação na forma da equação 2.3.

$$f(P, v, T) = 0 \tag{2.3}$$

Existem inúmeras equações de estado. Muitas são desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância; outras mais genéricas, por vezes bastante complexas, têm por objetivo relacionar as propriedades termodinâmicas de várias substâncias.

Uma das equações de estado mais conhecidas e mais simples é aquela que relaciona as propriedades termodinâmicas pressão, volume específico e temperatura absoluta para o gás ideal, a qual é expressa por:

$$Pv = RT \tag{2.4}$$

em que: P é a pressão absoluta (manométrica + barométrica); v é o volume específico; R é a constante particular do gás; e T é a temperatura absoluta.

Embora a equação 2.4 seja para gás ideal, ela representa satisfatoriamente gases reais quando estes estão a pressões relativamente baixas.

Outro exemplo de equação de estado é dado na equação 2.5, usada para relacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes compostos de hidrocarbonetos fluorados (CFCs).

$$P=\frac{RT}{v-b}+\sum_{i=2}^{5}\left[\frac{A_i+B_iT+C_iEXP(-kT/T_c)}{(v-b)^i}\right]+\frac{A_6+B_6T+C_6EXP(-kT/T_c)}{(1+cEXP(\alpha v))EXP(\alpha v)} \quad (2.5)$$

em que: A_i, B_i, C_i, k, b, e T_c são constantes que dependem da substância.

Muitos outros exemplos de equações de estado, alguns mais simples outros mais complexos, poderiam ser apresentados. Entretanto, dada a complexidade das equações de estado para correlacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, seria interessante contar com um meio mais rápido para obter tais relações. As tabelas de propriedades termodinâmicas, obtidas por meio das equações de estado, são as ferramentas que substituem as equações.

2.1.3 Tabelas de propriedades termodinâmicas dos fluidos frigoríficos

Existem tabelas de propriedades termodinâmicas para todos os refrigerantes utilizados na refrigeração comercial e industrial, as quais são obtidas por meio das equações de estado do tipo mostrado anteriormente. Dividem-se em três categorias: a) relaciona as propriedades do líquido comprimido (ou líquido sub-resfriado); b) relaciona as propriedades de saturação (líquido saturado e vapor saturado); e c) apresenta as propriedades do vapor superaquecido. Em todas as tabelas as propriedades são fornecidas em função da temperatura e/ou pressão, como pode ser visto nas tabelas constantes no CD que acompanha este livro. Para a região de liquido + vapor, conhecido o título (x), as propriedades devem ser determinadas por meio das seguintes equações:

$$u=u_l+x(u_v-u_l) \quad (2.6)$$

$$v=v_l+x(v_v-v_l) \quad (2.7)$$

$$h=h_l+x(h_v-h_l) \quad (2.8)$$

$$s=s_l+s(s_v-s_l) \quad (2.9)$$

As Tabelas A.1 até A.4, mostradas no CD, são exemplos de tabelas de propriedades termodinâmicas saturadas e superaquecidas. Observe nessas tabelas que, para condições de saturação, basta conhecer apenas uma propriedade (temperatura ou pressão) para obter as demais. Para as condições de vapor superaquecido, é necessário conhecer duas propriedades para obter as demais. Nas tabelas de propriedades saturadas, pode-se observar que para a temperatura de 0,0ºC e líquido saturado (x = 0), o valor numérico de entalpia (h) é igual a 100,00 kcal/kg para o refrigerante R-12, sendo igual a 200,00 kJ/kg para o R-134a, e o de entropia (s) vale 1,000 para todas as tabelas dadas. Estes valores são adotados arbitrariamente como valores de referência. Os demais valores de entalpia (h) e entropia (s) são calculados em relação a esses valores de referência. Outros autores podem construir tabelas com referências diferentes.

Assim, o valor numérico da entalpia (h) e entropia (s), em diferentes tabelas, podem apresentar valores completamente distintos para o mesmo estado termodinâmico, sem, contudo, modificar os resultados de nossas análises térmicas. Basta para tanto que se utilizem dados de entalpia e entropia de uma mesma tabela ou de tabelas que tenham a mesma referência. Para dados retirados de duas ou mais tabelas, com referências diferentes, estes devem ser devidamente corrigidos para uma única referência.

2.1.4 Diagramas de Mollier para fluidos refrigerantes

As propriedades termodinâmicas de uma substância são freqüentemente apresentadas também em diagramas, que podem ter por ordenada e abscissa, temperatura e entropia, entalpia e entropia, pressão absoluta e volume específico ou pressão absoluta e entropia.

Os diagramas tendo como ordenada pressão absoluta (P) e como abscissa a entalpia específica (h) são bastante utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos frigoríficos, visto que estas coordenadas são mais adequadas à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Estes diagramas são conhecidos como diagramas de Mollier. A Figura 2.2 mostra os elementos essenciais dos diagramas pressão-entalpia, para qualquer substância pura. Diagramas completos, de onde podem ser obtidos dados para análises térmicas de sistemas frigoríficos, são dados no CD.

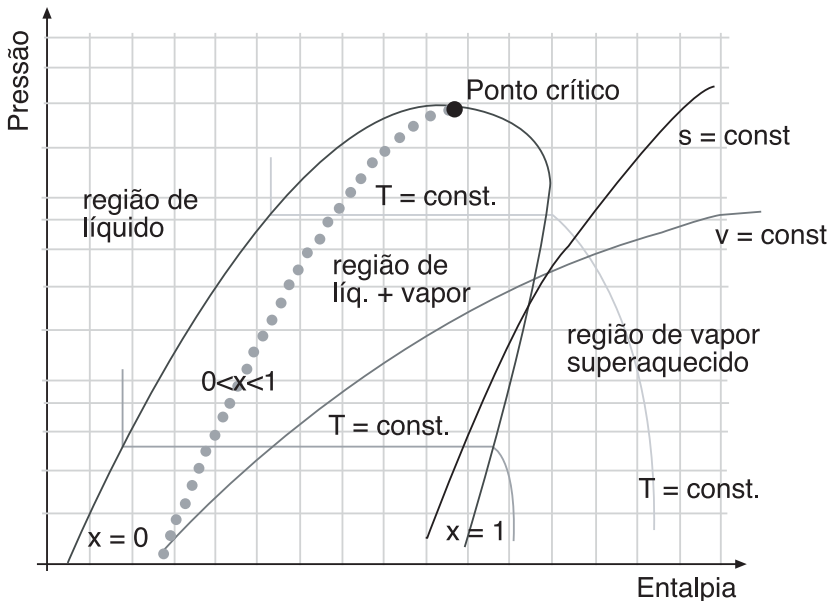



Figura 2.2 - Esquema de um diagrama de Pxh (Mollier) para um refrigerante

Esses diagramas são úteis como meio de apresentar tanto a relação entre as propriedades termodinâmicas como a visualização dos processos que ocorrem em cada uma das partes do sistema. Assim, no estudo de um ciclo de refrigeração será utilizado o diagrama de Mollier para mostrar o que ocorre em cada componente do sistema de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador). O ciclo completo de refrigeração por compressão de vapor também será representado com o diagrama de Mollier.

No diagrama de Mollier podem se destacar três regiões características:

- Região à esquerda da linha de líquido saturado (x = 0), chamada de região de líquido sub-resfriado.
- Região compreendida entre as linhas de líquido saturado (x = 0) e vapor saturado (x = 1), chamada de região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor.
- Região à direita da linha de vapor saturado (x = 1), chamada de região de vapor superaquecido.

Para determinar as propriedades termodinâmicas de um estado nas condições saturadas, basta conhecer uma propriedade que o estado estará definido. Para as regiões de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido, é necessário conhecer duas propriedades para definir um estado termodinâmico.

2.1.5 Primeira lei da termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica, também conhecida como "Princípio de Conservação de Energia", estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, mas somente transformada, entre as várias formas de energia existentes.

Para se efetuar balanços de energia, isto é, para se aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica, é necessário, em primeiro lugar, estabelecer o conceito de sistema termodinâmico. Assim, o sistema termodinâmico consiste em uma quantidade de matéria (massa), ou região, para a qual a atenção está voltada. Demarca-se um sistema termodinâmico em função daquilo que se deseja analisar. Tudo aquilo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado meio ou vizinhança.

O sistema termodinâmico é delimitado através de suas fronteiras, as quais podem ser móveis, fixas, reais ou imaginárias. O sistema pode ainda ser classificado em: fechado (Figura 2.3.a), que corresponde a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (tem massa fixa); aberto (Figura 2.3.b), que corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras, sendo também conhecido por volume de controle.

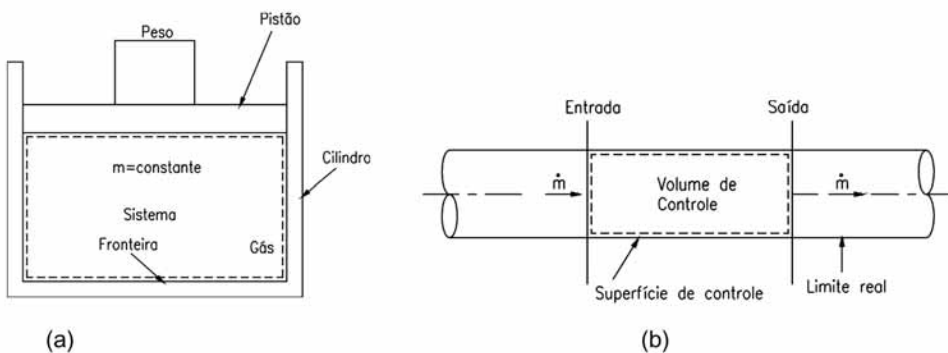



Figura 2.3 - (a) sistema fechado; e (b) sistema aberto (volume de controle)

O balanço de energia estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada pelo mesmo durante o intervalo de tempo considerado. Matematicamente, tem-se:

$$\sum \dot{E}_{ent} = \sum \dot{E}_{sai} + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \tag{2.10}$$

em que: Eent representa qualquer forma de energia entrando no volume de controle;
E_{sai} representa qualquer forma de energia saindo do volume de controle;
E_{vc} representa a quantidade total de energia armazenada no volume de controle; e
Δt representa o intervalo de tempo considerado.

É importante ressaltar que, do ponto de vista termodinâmico, a energia é composta de energia cinética (E_c), energia potencial (E_p) e energia interna (U). A energia cinética e a energia potencial são dadas pelas equações (2.11) e (2.12), respectivamente, e, conforme mencionado anteriormente, a energia interna está associada ao movimento e/ou forças intermoleculares da substância em análise.

$$E_c = m\frac{V^2}{2} \tag{2.11}$$

$$E_p = m\ g\ z \tag{2.12}$$

em que: m representa a massa do sistema;
V representa a velocidade do sistema;
g representa a aceleração da gravidade; e
z representa a cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema.

Entre as formas de energia que podem atravessar a fronteira de um volume de controle, isto é, entrar ou sair do volume de controle, estão incluídos os fluxos de calor ($\dot{Q}$), os fluxos de trabalho ($\dot{W}$) e os fluxos de energia associados à massa que atravessam estas fronteiras. Uma quantidade de massa em movimento possui energia cinética, energia potencial e energia térmica. Além disto, como geralmente o fluxo mássico ($\dot{m}$) é gerado por uma "força motriz", há outra forma de energia associada ao fluxo, a qual está relacionada com a pressão. Esta última forma de energia é chamada de "trabalho de fluxo", sendo dada pelo produto da pressão pelo volume específico do fluído. Assim, após algumas simplificações, a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{ent} \dot{m}\left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv\right) = \sum \dot{W} + \sum_{sai} \dot{m}\left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv\right) + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (2.13)$$

Duas observações importantes podem ser apontados com relação à equação acima. A primeira se refere à soma das parcelas "u + pv", que, como visto anteriormente (equação 2.2), corresponde à entalpia da substância (h). A segunda está relacionada ao fato de que para a grande maioria dos sistemas industriais a variação da quantidade de energia armazenada no sistema (ΔE_{VC}) é igual a zero. Para esta condição, diz-se que o sistema opera em regime permanente, e a equação acima pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{ent} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) = \sum_{sai} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) + \sum \dot{W} \quad (2.14)$$

Para a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, é necessário estabelecer uma convenção de sinais para trabalho e calor. A Figura 2.4 mostra esta convenção de sinais. O trabalho realizado pelo sistema e o calor transferido ao sistema têm sinal positivo. O trabalho realizado sobre o sistema e o calor transferido pelo sistema têm sinal negativo. No Sistema Internacional, a unidade de fluxo de trabalho e calor é o Watt [W], a unidade da vazão mássica é [kg/s], a unidade da entalpia é [J/kg], a de velocidade é [m/s] e a unidade da cota é [m]. A aceleração da gravidade, que pode ser considerada constante, é igual a 9,81 m/s^2.

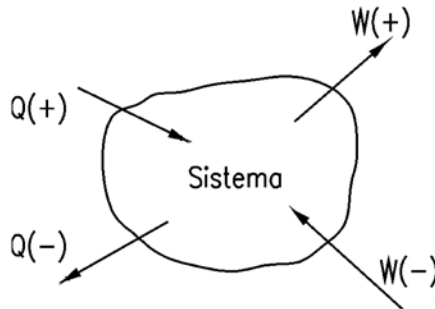



Figura 2.4 - Convenção dos sinais para trabalho e calor

2.1.6 Transferência de calor

Quando existe diferença de temperatura entre dois sistemas (duas regiões), esta diferença tende a desaparecer espontaneamente pelo aparecimento da forma de energia calor. Ao conjunto de fenômenos que caracterizam os mecanismos da transmissão de energia na forma de calor denomina-se Transferência de calor.

Teoricamente, a transferência de calor pode ocorrer isoladamente por condução, convecção ou radiação. No entanto, praticamente as três formas citadas ocorrem simultaneamente, ficando a critério do interessado o estudo da possibilidade de serem desprezadas uma ou duas das formas, em função do problema analisado.

a) Transferência de calor por condução

A transferência de calor por condução se dá por meio da interação entre moléculas adjacentes de um material. É diretamente proporcional ao potencial da "força motriz" (que, para o caso, é a diferença de temperatura) e inversamente proporcional à resistência do sistema (que dependente da natureza e da geometria do mesmo). A forma mais utilizada para correlacionar estas grandezas é mediante a Lei de Fourier. Esta lei é geralmente apresentada, na forma de equação, para placas planas (paredes) ou para cilindros (tubos), como mostrado abaixo.

Para placas planas (Figura 2.5.a), a equação de Fourier é dada por:

$$\dot{Q} = -k\ A\ \frac{\Delta T}{\Delta x} \tag{2.15}$$

em que: $\dot{Q}$ é o fluxo de calor [W];
k é a condutividade térmica [W/m.K];
A é a área normal ao fluxo de calor [m^2];
ΔT é a diferença de temperatura [K]; e
Δx é a espessura da placa [m].

Para o caso de cilindros (Figura 2.5.b), tem-se:

$$\dot{Q} = 2\pi\ k\ L\ \frac{\Delta T}{ln\left(r_2/r_1\right)} \tag{2.16}$$

em que: $\dot{Q}$ é o fluxo de calor [W];
k é a condutividade térmica [W/m.K];
L é o comprimento do cilindro [m];
ΔT é a diferença de temperatura [K];
r_1 é o raio interno do cilindro [m]; e
r_2 é o raio externo do cilindro [m].

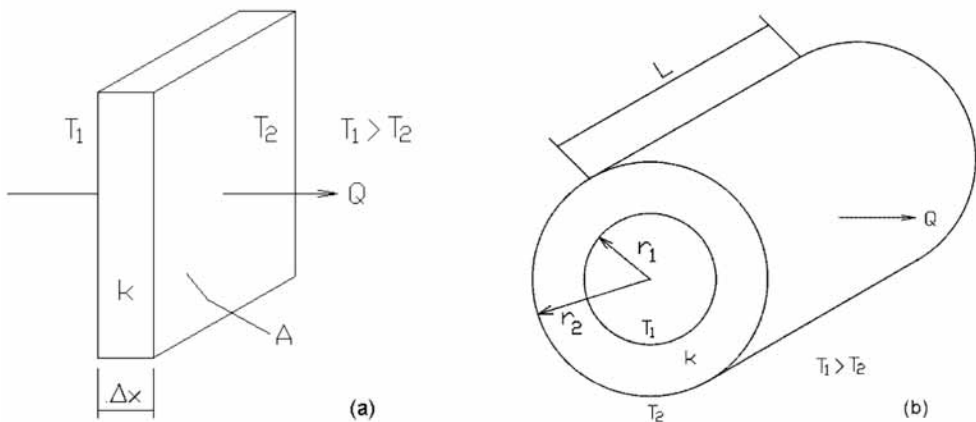



Figura 2.5 - Mecanismos de transferência de calor. Placas planas (a) e cilindro (b)

A Tabela 2.1 fornece a condutividade térmica para temperaturas próximas de 25ºC, para alguns materiais mais comuns na engenharia. Valores para outras temperaturas ou outros materiais podem ser encontrados facilmente em textos especializados de transferência de calor.

b) Transferência de calor por convecção

A convecção é o processo de transferência de calor executado pelo "escoamento" de um fluido, que atua como transportador de energia, a qual, por sua vez, é transferida de uma superfície (ou para uma superfície). A convecção é intensamente influenciada pelas características do escoamento do fluido, tais como: perfil de velocidades e turbulência.

O tratamento tradicional para os problemas envolvendo convecção consiste em definir um coeficiente de transferência de calor por convecção, ou somente coeficiente de convecção (α), de tal forma que se tenha a seguinte equação:

$$\dot{Q} = \alpha \; A \; \Delta T \tag{2.17}$$

em que: $\dot{Q}$ é o fluxo de calor [W];
α é o coeficiente de convecção [W/m^2.K];
A é a área normal ao fluxo de calor [m^2]; e
ΔT é a diferença de temperatura [K].

O coeficiente de convecção depende das propriedades do fluido e da configuração do escoamento. Normalmente, seus valores são tabelados para as situações e fluidos mais comuns, o que reduz o problema à aplicação da equação acima. Como exemplos, podem-se considerar o coeficiente de convecção entre o ar e as paredes de uma câmara frigorífica. Para o ar externo, este valor é próximo de 29,0 W/m^2.K (25 kcal/h.m^2.ºC); para o ar interno, varia entre 8,15 e 17,45 W/m^2.K (7 a 15 kcal/h.m^2.ºC), dependendo da movimentação do ar.

TABELA 2.1 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DE ALGUNS MATERIAIS.

MATERIAL	K [w/m.K]
Aços com baixo teor de cromo	37,7 a 48,9
Aços carbono (não ligado)	60,5 a 63,9
Aços inoxidáveis	13,4 a 15,1
Alumínio puro	237,0
Cobre puro	401,0
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	52,0
Prata	429,0
Tijolo comum	0,720
Tijolo cerâmico oco (10 cm)	0,520
Madeiras (pinho)	0,120
Mantas de fibra de vidro	0,046
Cortiça	0,039
Poliestireno rígido	0,027
Folha de amianto (corrugada)	0,078
Poliestireno expandido	0,027 a 0,040

c) Transferência de calor por radiação

A transferência de calor por radiação se dá como resultado do deslocamento de fótons de uma superfície para outra. Ao atingir uma superfície, esses fótons podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos. A energia irradiada por uma superfície é definida em termos do seu poder emissivo, o qual, para um radiador perfeito (corpo negro), é dado pela equação abaixo, em que T é a temperatura do corpo e σ (é a constante de Stefan-Boltzman (5,669 x 10^{-8} W/m^2.K^4).

$$E_n = \sigma T^4 \tag{2.18}$$

Como os corpos reais não são radiadores perfeitos, isto é, corpos negros, eles irradiam menos energia que um corpo negro à mesma temperatura. A razão entre o poder emissivo do corpo real e o poder emissivo do corpo negro é denominada de “emissividade”. Assim, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n} \tag{2.19}$$

O posicionamento geométrico das superfícies afeta a radiação trocada entre elas. A relação geométrica que influência a quantidade de calor trocado por radiação entre as superfícies é chamada de “fator de forma” (F_A). As características ópticas das superfícies, como emissividade, absortância, transmissividade e refletividade, que também afetam a quantidade de calor trocado por radiação, podem ser agrupadas em um único fator, F_E. Os fatores F_A e F_E podem ser encontrados em textos e manuais sobre transferência de calor. Finalmente, o calor trocado por radiação entre duas superfícies pode ser calculado por:

$$\dot{Q}_{1-2} = \sigma\, F_E\, F_A\, A \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{2.20}$$

d) Analogia entre fluxo de calor e elétrico

Considere a placa da Figura 2.6, por meio da qual é transferido o fluxo de calor $\dot{Q}$, sendo ΔT a diferença de temperatura entre as superfícies da placa. Considere ainda o circuito elétrico equivalente, em que ΔV é a diferença de potencial, i é a corrente elétrica e R_e é a resistência elétrica.

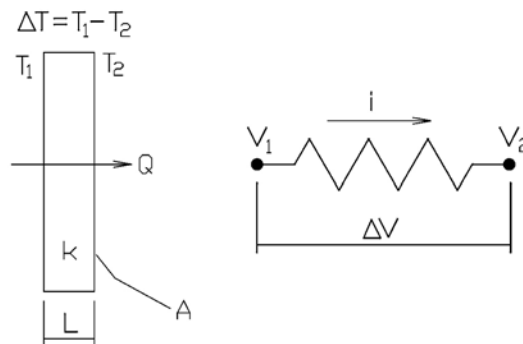



Figura 2.6 - Analogia entre fluxo de calor e fluxo elétrico

Aplicando-se a lei de Ohm, para o circuito elétrico, tem-se:

$$i = \frac{\Delta V}{R_e} \qquad \text{corrente} = \frac{\text{diferença de potencial elétrico}}{\text{resistência elétrica}} \qquad (2.21)$$

Por analogia com a Lei de Ohm, têm-se que a taxa de transferência de calor pode ser considerada como um fluxo, a combinação da condutividade térmica como a espessura do material e a área como uma resistência a este fluxo. A temperatura é a função potencial, ou motora, para este fluxo de calor. Então, a equação de Fourier pode ser escrita como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \qquad \text{fluxo de calor} = \frac{\text{diferença de potencial térmico}}{\text{resistência térmica}} \qquad (2.22)$$

Como pode ser observado, a Lei de Fourier pode ser escrita de forma semelhante à Lei de Ohm, sendo a resistência térmica, (R_t), dada por:

Condução em superfícies planas: $$R_t = \frac{L}{k\,A} \qquad (2.23)$$

Condução em cilindros: $$R_t = \frac{ln\left(r_2/r_1\right)}{2\pi\, k\, L} \qquad (2.24)$$

Convecção: $$R_t = \frac{1}{\alpha\, A} \qquad (2.25)$$

A analogia elétrica pode ser empregada para resolver problemas mais complexos envolvendo resistências térmicas em série e em paralelo.

e) Coeficiente global de transferência de calor

Muitos dos processos de transferência de calor encontrados nas instalações industriais envolvem uma combinação dos processos de condução e transmissão. Por exemplo, a transferência de calor através das paredes de uma câmara frigorífica envolve a transmissão do calor do ar externo para as paredes da câmara (convecção), a condução pela parede e pelo isolamento e a transmissão da superfície interna da parede para o ar contido na câmara (convecção).

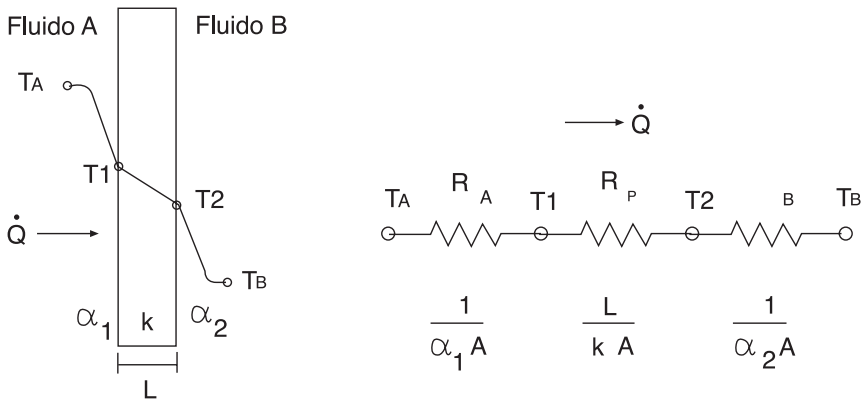



Figura 2.7 - Coeficiente global de transferência de calor

Em casos em que ocorre transferência de calor entre dois fluidos, como no caso da câmara mencionado acima, estão envolvidos dois valores para o coeficiente ce convecção (α), sendo um para cada fluido. Também se deve considerar a condutividade térmica (k) do material que separa os fluidos; por exemplo, o isolante da câmara e a sua espessura (L).

Assim, para facilitar a análise, pode-se lançar mão do coeficiente global de transferência de calor (U_G). É prática comum relacionar a taxa total de transferência de calor ($\dot{Q}$), a área normal ao fluxo de calor (A) e a diferença total de temperatura (ΔT_G), por meio do coeficiente global de transferência de calor (U_G). Portanto, considerando a Figura 2.7, pode-se escrever que:

$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{\alpha_2 A}} = U_G \; A \; \Delta T_G \tag{2.26}$$

em que: $$U_G = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{\alpha_2}}$$ e $$\Delta T_G = T_A - T_B$$

O equacionamento acima também pode ser feito em termos da resistência térmica global, (RG), ou total, que, para o caso do circuito elétrico, equivalente da Figura 2.7, é igual à soma das resistências térmicas do fluido A, (R_A), da parede (R_P) e do fluido B, (R_B). Assim, tem-se:

$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{R_G} = \frac{\Delta T_G}{R_G} \qquad R_G = R_A + R_P + R_B = \frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{\alpha_2 A} \tag{2.27}$$

f) Diferença de temperatura média logarítmica

Nos trocadores de calor, como os esquematizados na Figura 2.8 e na Figura 2.9, um fluido quente (fluido A) cede calor por convecção para uma das superfícies dos tubos do trocador. Este fluxo de calor é então transmitido por condução para a outra superfície dos tubos e, finalmente, é transferido por convecção para o fluido frio (fluido B). Como este processo acontece ao longo de todo o comprimento dos tubos do trocador, isto é, ao longo de toda a sua área, a temperatura dos fluidos geralmente não é constante. Portanto, a taxa de transferência de calor também varia ao longo dos tubos, pois ela depende da diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio.

Assim, quando se deseja estudar os mecanismos de transferência de calor em trocadores (serpentina de água gelada, evaporadores, condensadores, etc.), deve-se utilizar a diferença de temperatura média logarítmica (ΔTml) para o cálculo do fluxo de calor, pois desta forma estarão sendo considerados os diferentes valores do diferencial de temperaturas entre os dois fluidos ao longo de todo o trocador.

A diferença de temperatura média logarítmica para um trocador de calor operando com correntes paralelas (Figura 2.8) é dada por:

$$\Delta Tml = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{AE} - T_{BE}) - (T_{AS} - T_{BS})}{\ln\left(\frac{T_{AE} - T_{BE}}{T_{AS} - T_{BS}}\right)} \tag{2.28}$$

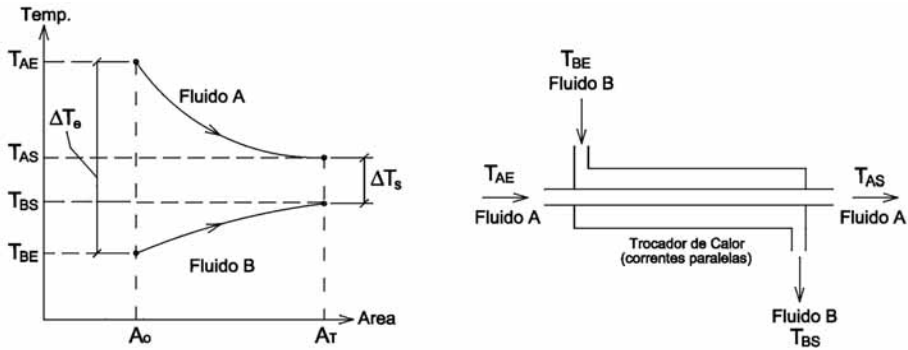



Figura 2.8 - Trocador de calor operando com correntes paralelas

Quando os trocadores de calor operam em contracorrente (Figura 2.9), a diferença de temperatura média logarítmica deve ser calculada de acordo com a equação 2.29. Deve ser observado que para as mesmas temperaturas de entrada e saída dos fluídos do trocador a diferença de temperatura média logarítmica do trocador com escoamento em contracorrente é superior àquela do trocador com escoamento em paralelo. Assim, admitindo-se um mesmo coeficiente global de transferência de calor, a área necessária para que ocorra um dado fluxo de calor é menor no trocador operando em contracorrente do que no trocador operando com correntes paralelas.

$$\Delta Tml = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{AE} - T_{BS}) - (T_{AS} - T_{BE})}{\ln\left(\frac{T_{AE} - T_{BS}}{T_{AS} - T_{BE}}\right)} \quad (2.29)$$

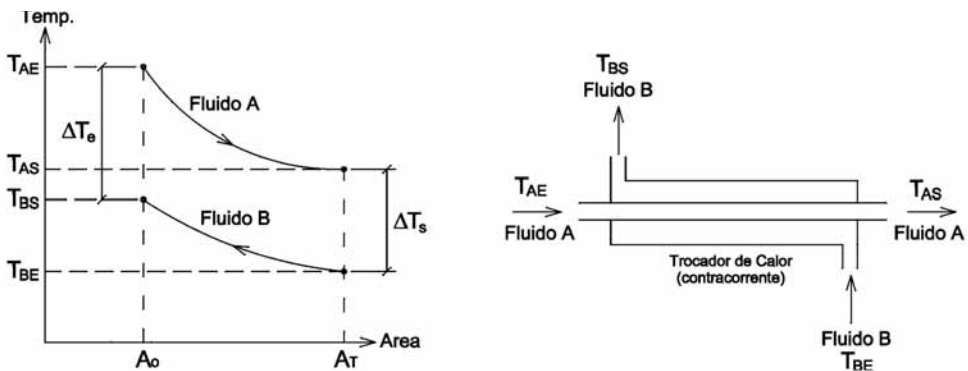



Figura 2.9 - Trocador de calor operando em contracorrente

EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Determine a entalpia específica, h, o volume específico, v, e a entropia, s, para o refrigerante R-717 no estado de líquido saturado à temperatura de 40ºC.

2) Determine h, v, s e a pressão, P, para vapor saturado (x = 1) do R-22 à temperatura de -20ºC.

3) Determine a entalpia e o volume específico para o R-12 sub-resfriado à temperatura de 30ºC e pressão de 9,7960 kgf/cm^2.

4) Determine h, v, e s para o refrigerante R-22 para x = 0,3 (título) e pressão de 5,0738 kgf/cm^2.

5) Determine todas as propriedades termodinâmicas do refrigerante R-22 à temperatura de 90ºC e pressão de 15,63708 kgf/cm^2.

6) Em um compressor que opera com R-134a a pressão de descarga é de 1000,00 kPa e a temperatura de descarga é de 80,0ºC. Qual é o valor da entalpia e da entropia para este estado?

7) O compressor de um sistema frigorífico deve trabalhar aspirando vapor superaquecido. Determine as propriedades termodinâmicas do R-717 (amônia) quando a pressão de sucção for de 1,219 kgf/cm^2 e o vapor estiver superaquecido de 10,0ºC.

2.2 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor

Se um líquido for introduzido num vaso onde existe, inicialmente, um grau de vácuo e cujas paredes são mantidas a temperatura constante, ele se evaporará imediatamente. No processo, o calor latente de vaporização - ou seja, o calor necessário para a mudança do estado líquido para o estado vapor - é fornecido pelas paredes do vaso. O efeito de resfriamento resultante é o ponto de partida do ciclo de refrigeração, que será examinado neste capítulo.

À medida que o líquido se evapora, a pressão dentro do vaso aumenta, até atingir, eventualmente, a pressão de saturação para a temperatura considerada. Depois disso, nenhuma quantidade de líquido evaporará, e, naturalmente, o efeito de resfriamento cessará.

Qualquer quantidade adicional de líquido introduzido permanecerá neste estado, isto é, como líquido, no fundo do vaso. Se for removida parte do vapor do recipiente, conectando-o ao lado de sucção de uma bomba, a pressão tenderá a cair. O que provocará evaporação adicional do líquido. Neste aspecto, o processo de resfriamento pode ser considerado contínuo. E, para tal, necessita-se: de um fluido adequado, o refrigerante; um recipiente onde a vaporização e o resfriamento sejam realizados, chamado de "evaporador"; e um elemento para remoção do vapor, chamado de "compressor".

O sistema apresentado até agora não é prático, pois envolve um consumo contínuo de refrigerante. Para evitar este problema, é necessário converter o processo num ciclo. Para fazer o vapor retornar ao estado líquido, o mesmo deve ser resfriado e condensado. Usualmente, utiliza-se a água ou o ar como meio de resfriamento, os quais se encontram a uma temperatura substancialmente mais elevada do que a temperatura reinante no evaporador. A pressão de vapor correspondente à temperatura de condensação deve, portanto, ser bem mais elevada do que a pressão no evaporador. O aumento desejado de pressão é promovido pelo compressor.

A liquefação do refrigerante é realizada num condensador, que é, essencialmente, um recipiente resfriado externamente pelo ar ou água. O gás refrigerante quente (superaquecido), com alta pressão, é conduzido do compressor para o condensador, onde é condensado. Resta agora completar o ciclo, o que pode ser feito pela inclusão de uma válvula ou outro dispositivo regulador, que será usado para injeção de líquido no evaporador. Este é um componente essencial de uma instalação de refrigeração e é chamado de "válvula de expansão".

2.2.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo, que é chamado de "ciclo teórico", no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico (existem vários ciclos termodinâmicos ideais, diferentes do ciclo de Carnot, como o ciclo ideal de Rankine, dos sistemas de potência a vapor, o ciclo padrão ar Otto, para os motores de combustão interna a gasolina e álcool, e o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás. Este ciclo teórico ideal terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

A Figura 2.10 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h. Os equipamentos esquematizados na Figura 2.10 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respectivos equipamentos são:

- Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 2.10. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e com título igual a 1 ($x = 1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2, que é maior que a temperatura de condensação T_C.

- Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação, T_C. A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3, que é igual à temperatura T_C.

- Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação P_C, e o líquido saturado ($x = 0$), até a pressão de vaporização (P_o). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).

- Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante (P_o) e, conseqüentemente, à temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ($x = 1$). Observe que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (título).

2.2.2 Ciclo real de compressão de vapor

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 2.11. Uma da diferença está na queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga, ΔP_d e ΔP_s, estão mostradas na Figura 2.11.

Outras diferenças são o sub-refriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-refriamento) e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o de compressão, que, no ciclo real é politrópico ($s_1 \neq s_2$) e no processo teórico é isentrópico.

Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130ºC, o que, por vezes, exige o resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e de sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas. Problemas técnicos e de operação serão abordados nos próximos capítulos.

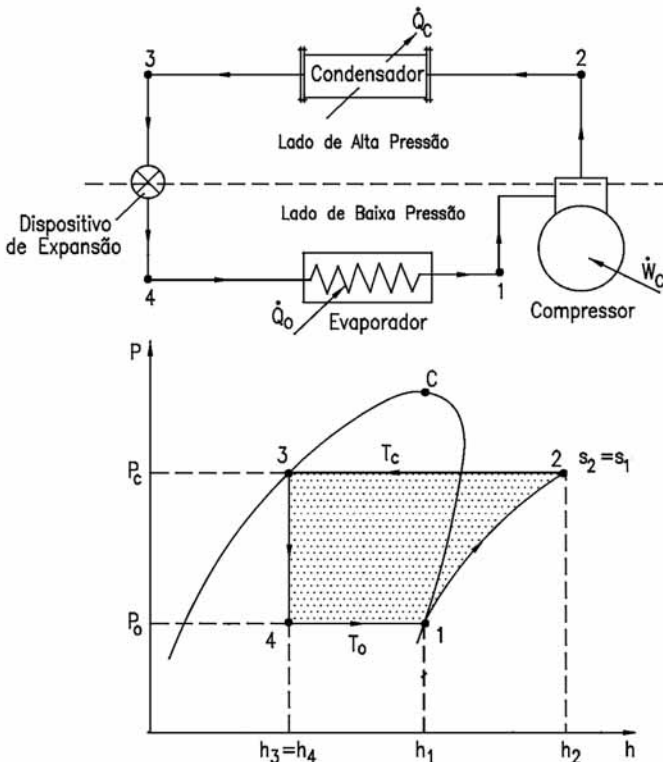



Figura 2.10 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

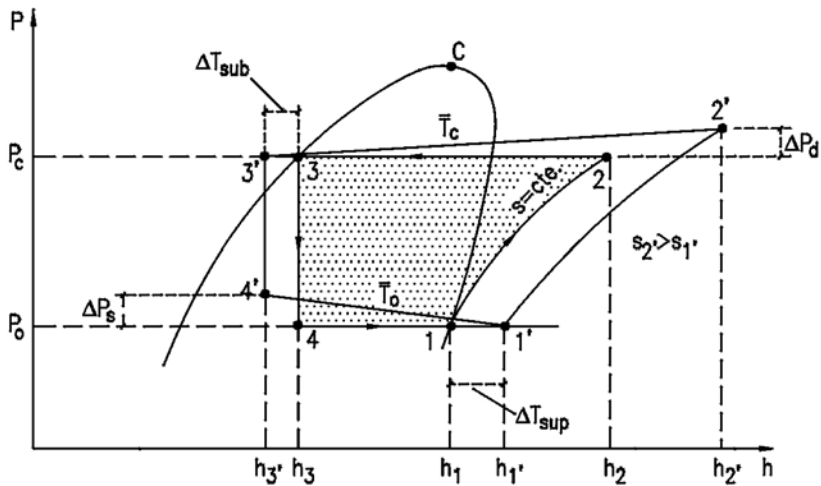



Figura 2.11 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração

2.2.3 Balanço de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_C) e à temperatura de vaporização (T_O). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho pior. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais parâmetros têm influência no desempenho do ciclo.

a) Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica ($\dot{Q}_O$) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar (produto), através do evaporador do sistema frigorífico. Este processo está indicado na Figura 2.12. Considerando-se que o sistema opera em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, pela Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

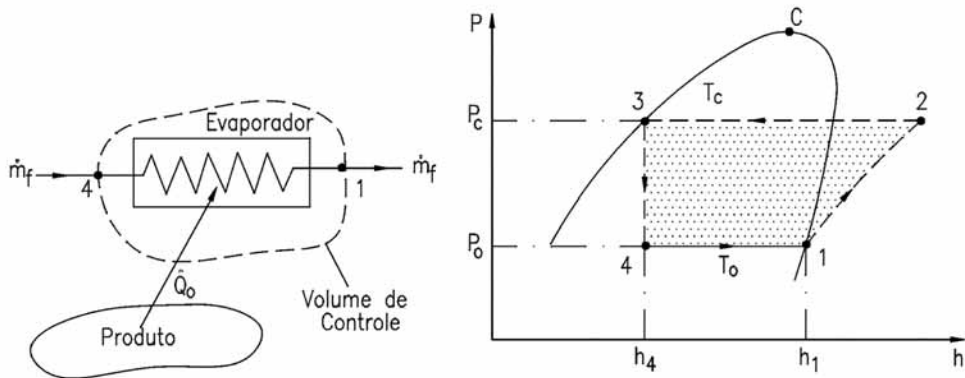



Figura 2.12 - Processo de transferência de calor no evaporador

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \tag{2.30}$$

Normalmente conhece-se a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração, a qual deve ser igual à carga térmica, para operação em regime permanente. Se forem estabelecidos o ciclo e o fluido frigorífico com o qual o sistema deve trabalhar, pode-se determinar o fluxo mássico que circula através dos equipamentos, pois as entalpias h_1 e h_4 são conhecidas e, conseqüentemente o compressor fica determinado.

A quantidade de calor por unidade de massa de refrigerante retirada no evaporador é chamada de "efeito frigorífico" (EF). Este é um dos parâmetros usados para definir o fluido frigorífico que será utilizado em uma determinada instalação.

$$EF = h_1 - h_4 \tag{2.31}$$

b) Potência teórica de compressão

Chama-se potência teórica de compressão a quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária do ciclo teórico. Neste ciclo, o processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico), como indicado na Figura 2.13. No sistema de refrigeração real, o compressor perde calor para o meio ambiente. Entretanto, este calor é pequeno quando comparado à energia necessária para realizar o processo de compressão. Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, em regime permanente, no volume de controle da figura baixo e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, tem-se equação 2.32.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \tag{2.32}$$

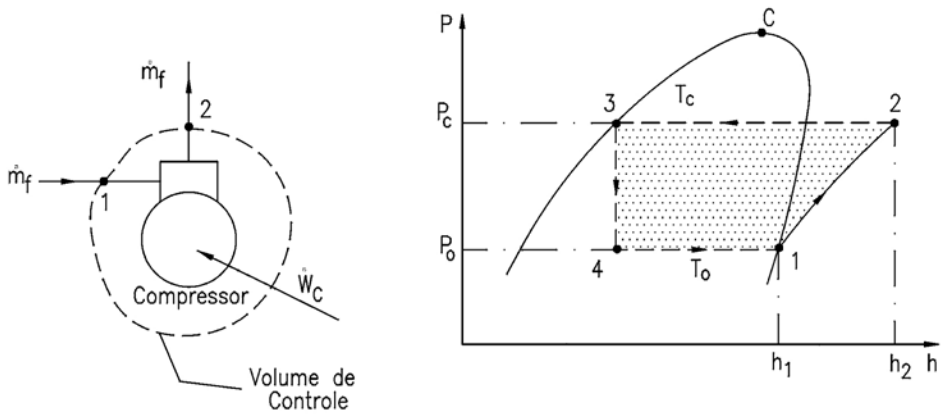



Figura 2.13 - Processo de compressão adiabático reversível no compressor

c) Calor rejeitado no condensador

Conforme mencionado, a função do condensador é transferir calor do fluido frigorífico para o meio de resfriamento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determina por meio de um balanço de energia no volume de controle da Figura 2.14. Assim, considerando o regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \tag{2.33}$$

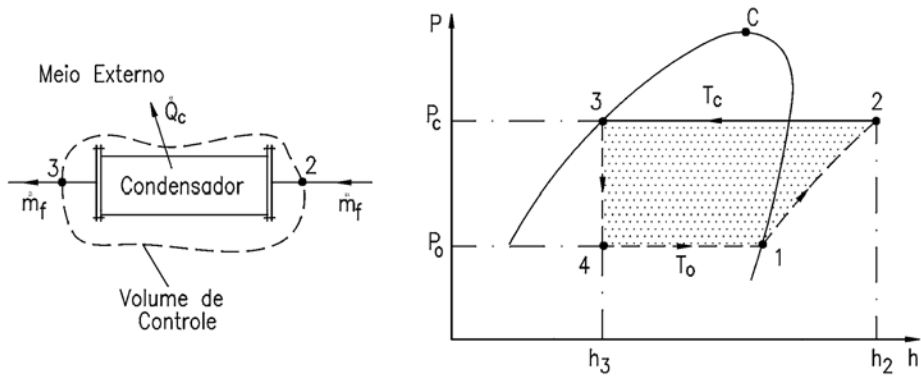



Figura 2.14 - Processo de transferência de calor no condensador

Assim, o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada pela equação 2.33, a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor.

d) Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo teórico é adiabático, como mostra a Figura 2.15. Neste caso, aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

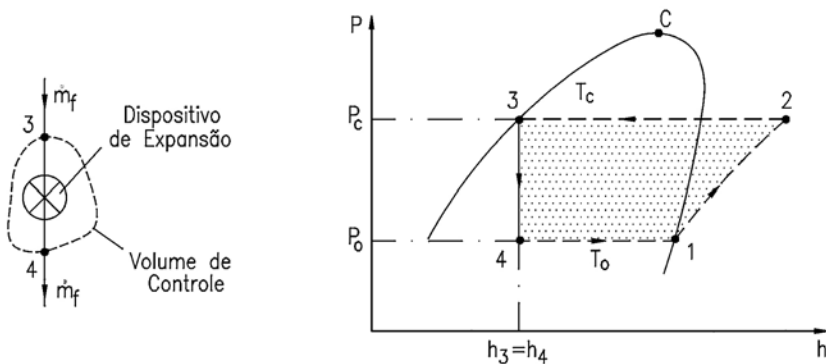



Figura 2.15 - Processo no dispositivo de expansão

$$h_3 = h_4 \tag{2.34}$$

e) Coeficiente de performance do ciclo

O coeficiente de performance, COP, é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema. Assim, o COP é definido por:

$$COP = \frac{EnergiaUtil}{EnergiaGasta} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.35}$$

Pode-se inferir da equação 2.35 que para ciclo teórico o COP é função somente das propriedades do refrigerante. Conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema, como será visto adiante.

2.2.4 Parâmetros que influenciam o COP do ciclo de refrigeração

Vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir, será analisada a influência de cada um deles separadamente.

a) Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

Para ilustrar o efeito que a temperatura de evaporação tem sobre a eficiência do ciclo, será considerado um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação (T_o) é alterada. Estes ciclos estão mostrados na Figura 2.16. Nesta análise, utilizou-se R22 como refrigerante, o qual é típico de sistemas de ar condicionado. Como pode ser observado, uma redução na temperatura de evaporação resulta em redução do COP; isto é, o sistema se torna menos eficiente.

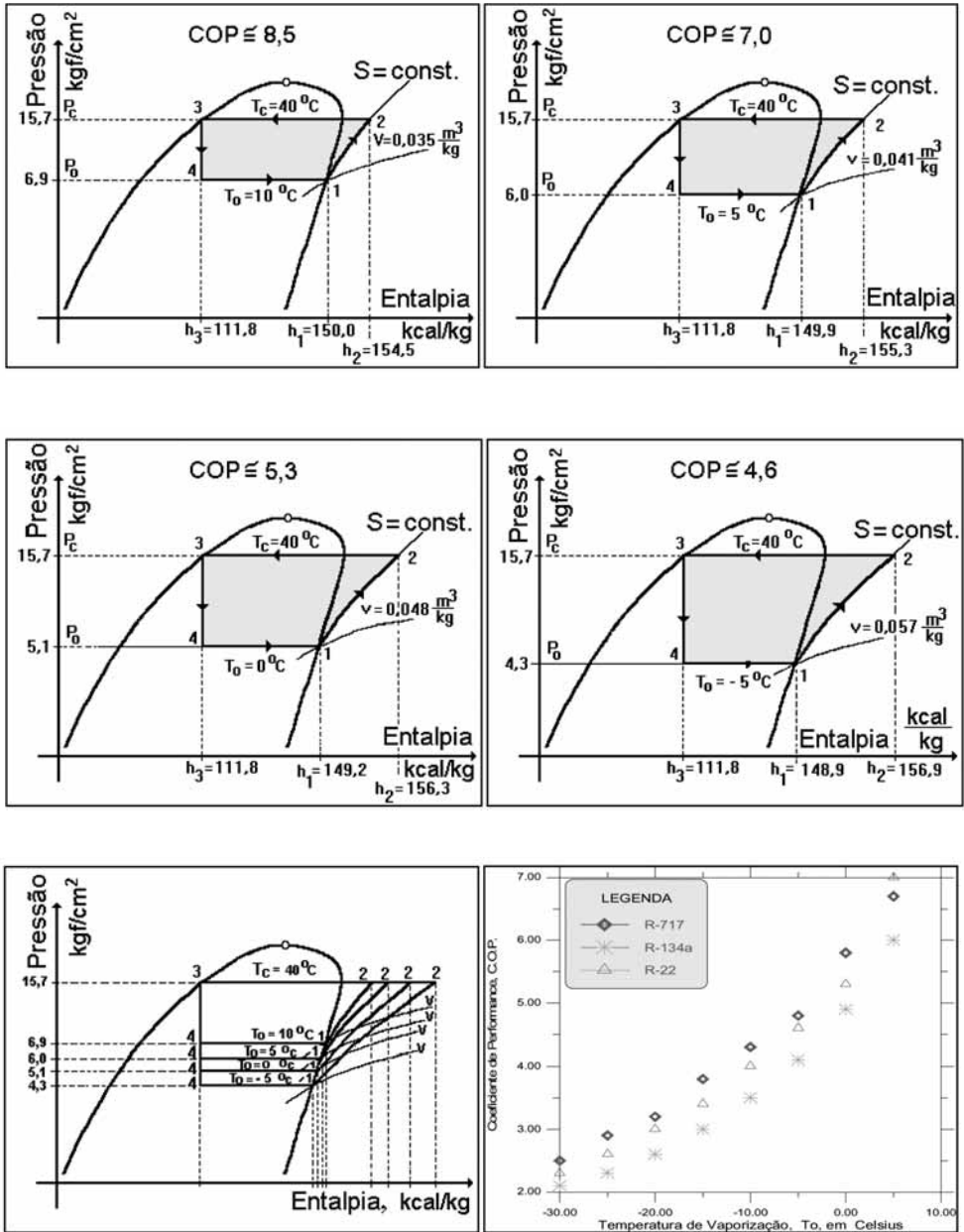



Figura 2.16 - Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

b) Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico

Como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação é mostrada em um conjunto de ciclos em que apenas se altera a temperatura de condensação (Tc). Esta análise está mostrada na Figura 2.17. Observe que uma variação de 15ºC na temperatura de condensação resultou em menor variação do COP, se comparado com a mesma faixa de variação da temperatura de evaporação.

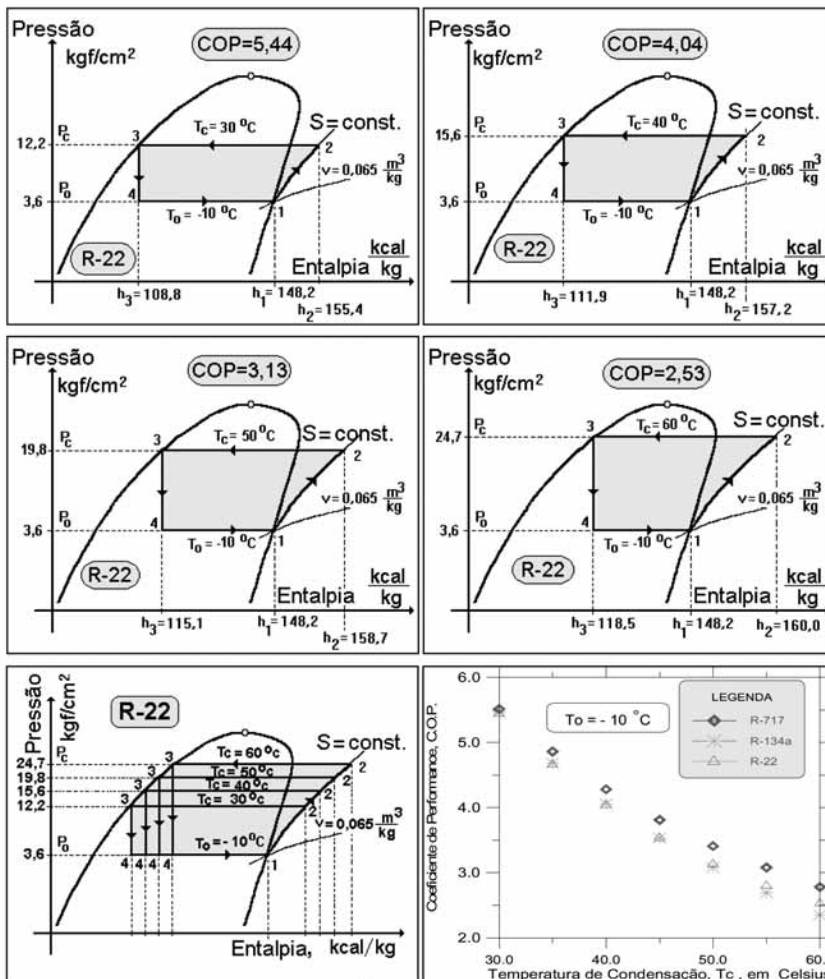



Figura 2.17 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico

c) Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico

De forma idêntica aos dois casos anteriores, a Figura 2.18 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Embora haja aumento no COP do ciclo com o aumento do sub-resfriamento, o que é ótimo para o sistema, na prática se utiliza um sub-resfriamento para garantir que se tenha somente líquido na entrada do dispositivo de expansão, o que mantém a capacidade frigorífica do sistema, e não para se obter ganho de eficiência.

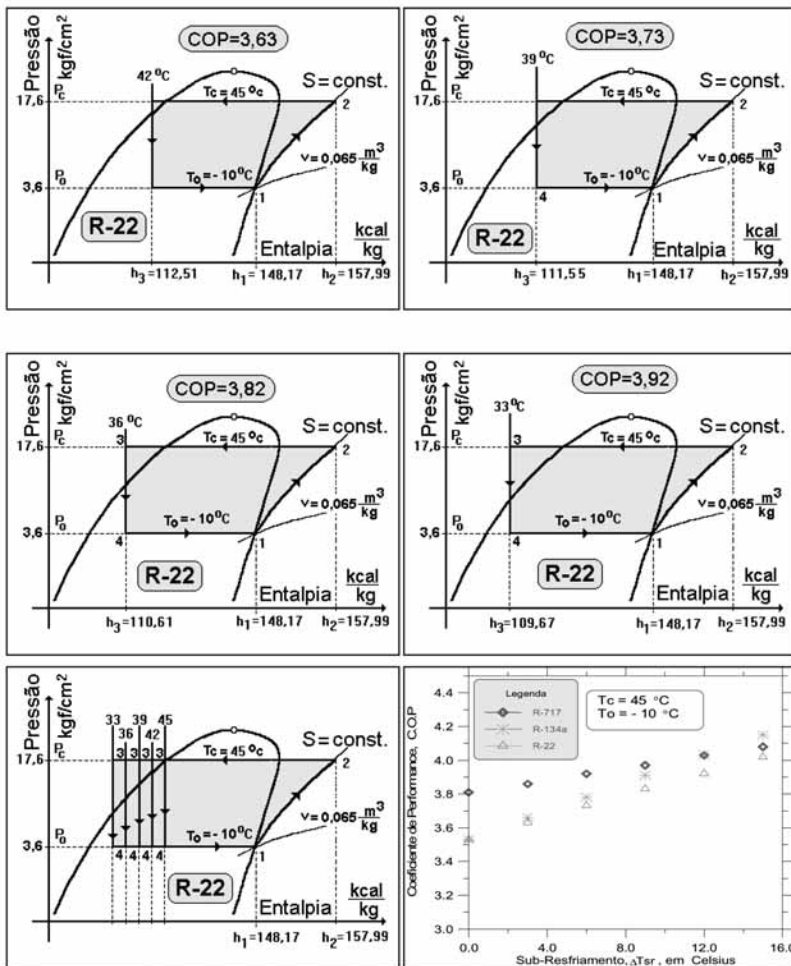



Figura 2.18 - Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico

d) Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico

Quando o superaquecimento do refrigerante ocorre retirando calor do meio que se quer resfriar, chama-se a este superaquecimento de "superaquecimento útil".

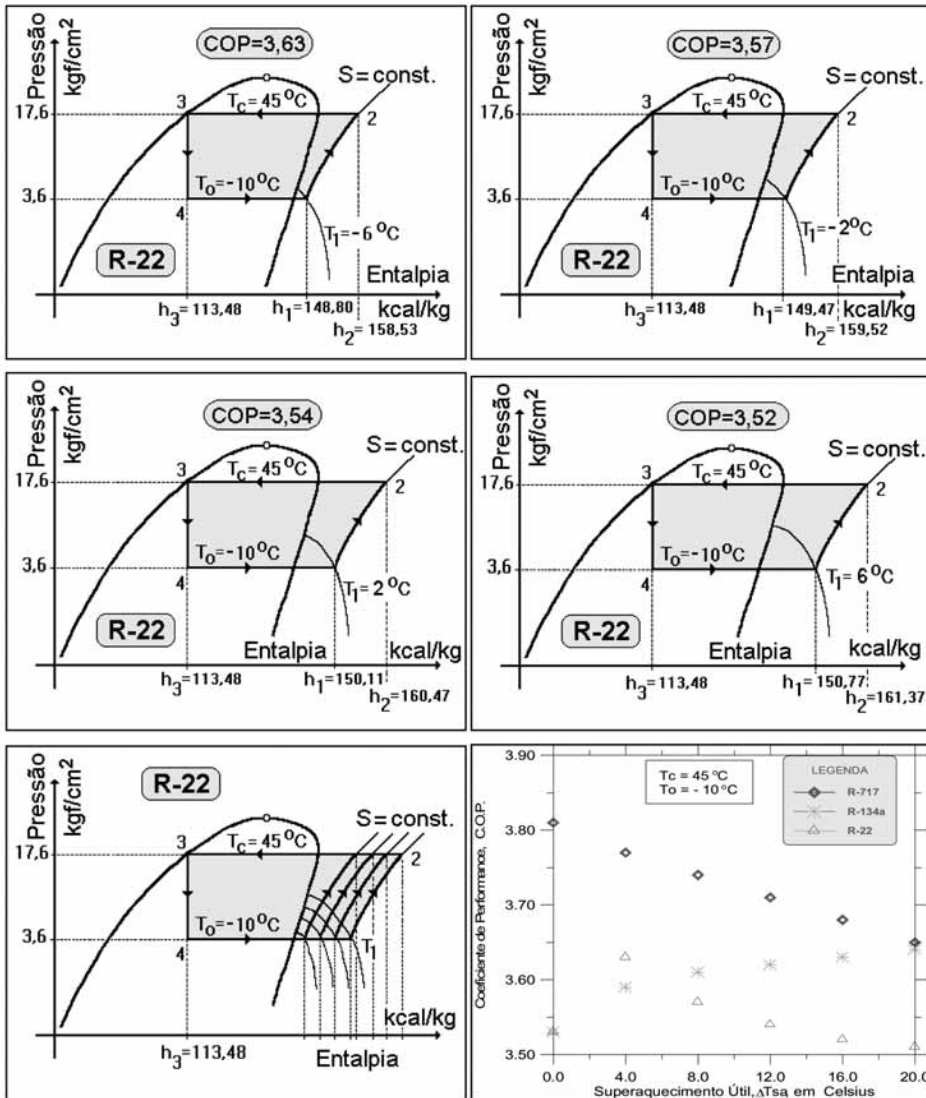



Figura 2.19 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico

A Figura 2.19 mostra a influência desse superaquecimento na performance do ciclo de refrigeração. Como pode ser observado no último "quadro" desta figura, a variação do COP com o superaquecimento depende do refrigerante. Nos casos mostrados, para o R717 o COP sempre diminui; para R134a o COP sempre aumenta; e para o R22, o caso mais complexo, há um aumento inicial e, depois, uma diminuição. Para outras condições do ciclo, isto é, T_O e T_C, poderá ocorrer comportamento diferente do aqui mostrado. Mesmo para os casos em que o superaquecimento melhora o COP, ele diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o superaquecimento do fluido por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor.

Este aspecto da influência do superaquecimento na capacidade frigorífica do sistema será estudado com mais detalhes quando da análise operacional dos compressores alternativos e de sua eficiência volumétrica.

2.3 Sistemas multipressão

O sistema multipressão é um sistema de refrigeração, por compressão de vapor, que possui dois ou mais níveis de baixa pressão. Entende-se por baixa pressão aquela reinante entre o dispositivo de expansão e da sucção do compressor. Um sistema multipressão pode ser encontrado, por exemplo, em uma indústria de laticínios, onde um evaporador opera a -35ºC para produzir sorvetes, enquanto outro evaporador opera a 2ºC para resfriar leite. Outro exemplo da aplicação de sistemas multipressão são os matadouros frigoríficos, onde existem câmaras de congelamento de carne bovina com temperaturas de vaporização da ordem de -35ºC e, entre outras, câmaras de desossa, onde a temperatura de vaporização é da ordem de +5ºC. Outra aplicação típica poderia ser um processo industrial no qual um arranjo de dois ou três estágios de compressão serve um evaporador com temperaturas abaixo de -20ºC.

A Figura 2.20 mostra um sistema típico de refrigeração multipressão com dois estágios de compressão de vapor, utilizado em matadouro-frigorífico, cujo refrigerante é a amônia.

Este capítulo considera somente sistemas multipressão tendo dois níveis de baixa pressão, mas os princípios aqui apresentados podem ser aplicados a sistemas com mais de dois níveis de baixa pressão.

Dois elementos que freqüentemente integram os sistemas multipressão são o separador de líquido e o separador-resfriador de líquido. Estes dois elementos serão inicialmente detalhados. Posteriormente serão analisadas algumas combinações de evaporadores e compressores.

Vantagens do sistema multipressão

Em sistemas multipressão, a remoção e a recompressão do vapor produzido pela redução de pressão antes de se completar a expansão reduz a potência requerida pelo compressor, para uma mesma capacidade de refrigeração. A redução da vazão de refrigerante que circula pelo evaporador possibilita ainda a redução das dimensões das linhas de líquido que conectam o separador com o evaporador, bem como a linha de sucção do compressor. Por último, pode-se dizer que, para uma mesma pressão de evaporação, os sistemas multipressão requerem menor capacidade (deslocamento volumétrico) do compressor.

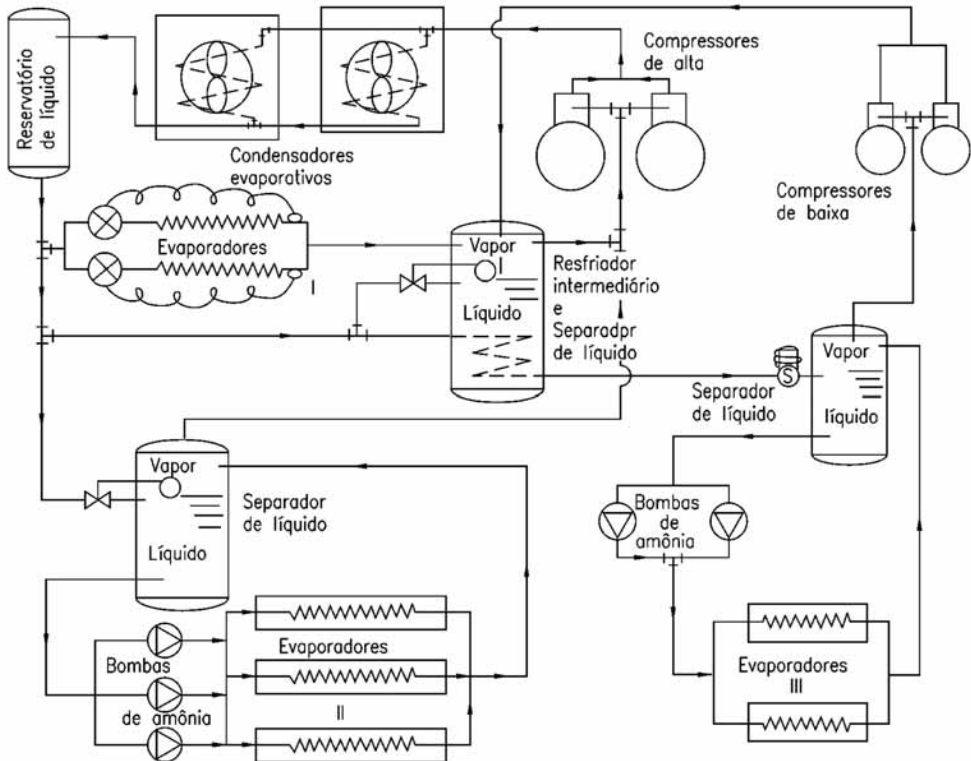



Figura 2.20 - Sistema multipressão típico de matadouro-frigorífico (refrigerante: amônia)

O resfriamento intermediário reduz a temperatura do refrigerante na descarga do compressor no estágio de alta pressão. Temperaturas elevadas podem causar carbonização do óleo, formação de goma nas válvulas de admissão, descarga do compressor e dificuldades

de lubrificação em compressores alternativos. O resfriamento intermediário entre estágios de compressão também pode reduzir a potência requerida, pelo menos quando o refrigerante é a amônia. Para outros refrigerantes, a potência pode aumentar, porém a temperatura do fluido frigorífico na descarga do compressor será sempre menor.

Uma vantagem adicional da utilização de múltiplos estágios de compressão é que se reduz a diferença de pressão em que trabalha o compressor, reduzindo-se assim o desgaste nas superfícies dos mancais.

Qualquer decisão de se utilizar sistemas multipressão deve ser baseada em uma análise econômica. A redução na potência consumida precisa compensar o custo dos equipamentos adicionais para justificar tal investimento. Fatores como o refrigerante usado, o tipo do compressor (alternativo, parafuso, centrífugo, etc.) e a capacidade frigorífica do sistema também influenciam na decisão. Como exemplo pode-se citar que, considerando a amônia como refrigerante, as temperaturas de vaporização mínimas praticáveis para compressores alternativos simples são de -30ºC; para duplo estágio de -50ºC; e para sistemas de três estágios de compressão as temperaturas de vaporização mínimas, de -70ºC, o que já fornece uma indicação do tipo de instalação que deverá ser utilizado.

2.3.1 Separador de líquido

A Figura 2.21 mostra, esquematicamente um separador de líquido e sua localização no sistema, bem como os processos termodinâmicos e os estados do refrigerante num diagrama P x h. O estado do refrigerante no ponto 2 pode ser representado por uma mistura de refrigerante no estado de líquido saturado com refrigerante no estado de vapor saturado, ambos na mesma pressão do ponto 2. Para estas condições, o vapor saturado não tem efeito frigorífico.

Assim, seria vantajoso utilizar um sistema para diminuir a quantidade de refrigerante que chega ao evaporador e que não possui efeito frigorífico, isto é, refrigerante na forma de vapor. Isto pode ser feito expandindo-se o liquido saturado de 1 até 3. Em seguida, o líquido é separado do vapor, o qual deve ser recomprimido até uma pressão igual a do ponto 1 (pressão de condensação). Por sua vez, o líquido separado (estado 4) é expandido até a pressão do estado 5. Deve-se observar que expandir o líquido do estado 4 até o 5 é mais vantajoso, pois de 5 para 2 há efeito frigorífico; isto é, o título do refrigerante (quantidade de vapor) no estado 5 é menor do que no estado 2.

2.3.2 Separador-resfriador de líquido

O separador de líquido e resfriador, também conhecido como separador-resfriador de líquido, é, basicamente, igual ao separador de líquido simples, tendo, adicionalmente, um trocador de calor, do tipo serpentina, instalado em seu interior, o qual irá possibilitar o sub-resfriamento de outra linha de refrigerante.

A Figura 2.22 mostra, esquematicamente, um separador-resfriador de líquido e os estado do refrigerante num diagrama P x h. Neste sistema, pode-se sub-resfriar parte do refrigerante que sai do condensador, antes de provocar sua expansão.

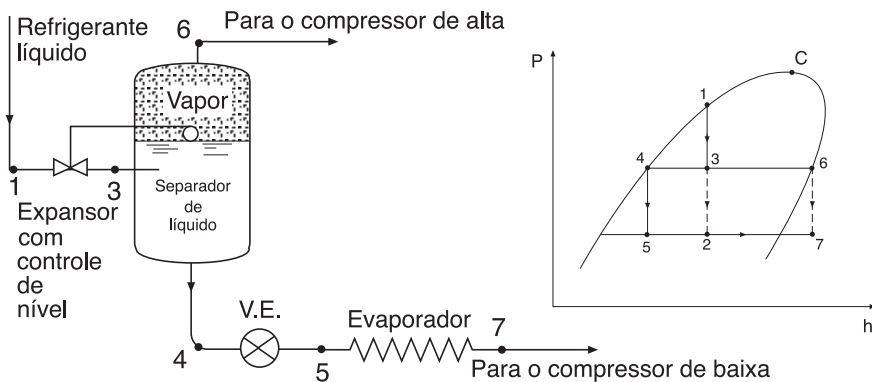



Figura 2.21 - Esquema de um separador de líquido

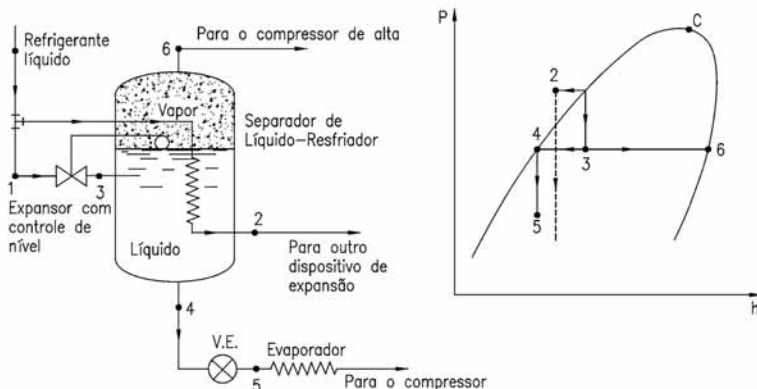



Figura 2.22 - Esquema de um separador de líquido e resfriador (separador-resfriador)

2.3.3 Resfriamento entre estágios

O resfriamento entre estágios (resfriamento intermediário) em compressores de dois estágios de compressão e instalações que não utilizam separador de líquido também é muito utilizado, sendo que pode proporcionar redução de potência consumida, além de resultar em temperaturas mais baixas do refrigerante no estágio de alta pressão (descarga do compressor de alta).

A Figura 2.23 mostra, esquematicamente, um sistema com resfriamento entre estágios dotado de trocador de calor que pode ser resfriado a água ou ar, bem como os diagramas P x v e P x h para o processo de compressão.

Para sistemas de dois estágios de compressão, considerando que a substância de trabalho (refrigerante) tem comportamento de gás ideal, pode-se mostrar que para se obter o trabalho mínimo de compressão, quando o resfriamento entre estágios é completo e com trocador de calor, a pressão intermediária (pressão entre os dois estágios de compressão) é dada por:

$$P_i = \sqrt{P_a \, P_d} \qquad (2.36)$$

Para sistemas frigoríficos, em geral, o resfriamento intermediário não pode ser realizado completamente por um agente externo (água ou ar), devido aos baixos níveis de temperatura que deveriam ser alcançados na pressão intermediária. Assim, utiliza-se, normalmente, uma parcela do próprio refrigerante, expandido até a pressão intermediária, para realizar o resfriamento do fluído que deixa o compressor de baixa pressão. Conseqüentemente, para os sistemas e substâncias reais o valor da pressão intermediária que resulta na máxima eficiência do sistema é um pouco superior ao valor dado pela equação acima.

2.3.4 Ciclos de compressão de vapor multipressão

O separador de líquido mostrado no sistema frigorífico da Figura 2.24 apresenta desvantagens práticas na sua operação. O refrigerante na fase líquida dentro do tanque de expansão está saturado à pressão intermediaria. Se o evaporador do sistema frigorífico estiver fisicamente posicionado acima do separador de líquido ou se houver qualquer transferência de calor entre o separador de líquido e a válvula de expansão, algum líquido

irá evaporar antes de chegar na válvula de expansão, o que, como se sabe, prejudica sua eficiência. Além deste fato, a operação da válvula de expansão pode-se tornar deficiente, devido ao pequeno diferencial de pressão sobre ela.

A Figura 2.25 mostra, esquematicamente, um ciclo multipressão largamente utilizado em sistemas de refrigeração que utilizam como refrigerante a amônia. Este sistema utiliza um separador-resfriador de líquido, que sub-resfria o refrigerante antes de este chegar à válvula de expansão, eliminando a desvantagem apresentada no caso anterior. Além disso, a diferença de pressão através da válvula é muito maior neste caso, pois o líquido na entrada da válvula, teoricamente, está na pressão de condensação, ao invés da pressão intermediária. Entretanto, o uso do separador-resfriador de líquido resulta em um coeficiente de performance ligeiramente menor do que no caso da utilização do separador de líquido simples, uma vez que não é possível resfriar o líquido até a temperatura de saturação no tanque.

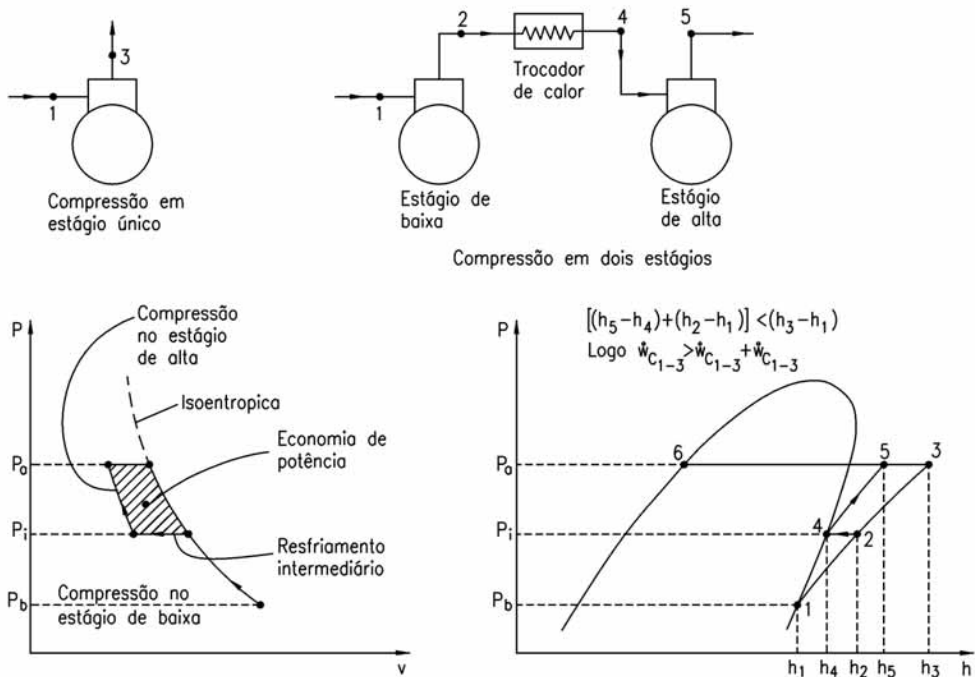



Figura 2.23 - Comparação entre compressão em estágio único e dois estágios

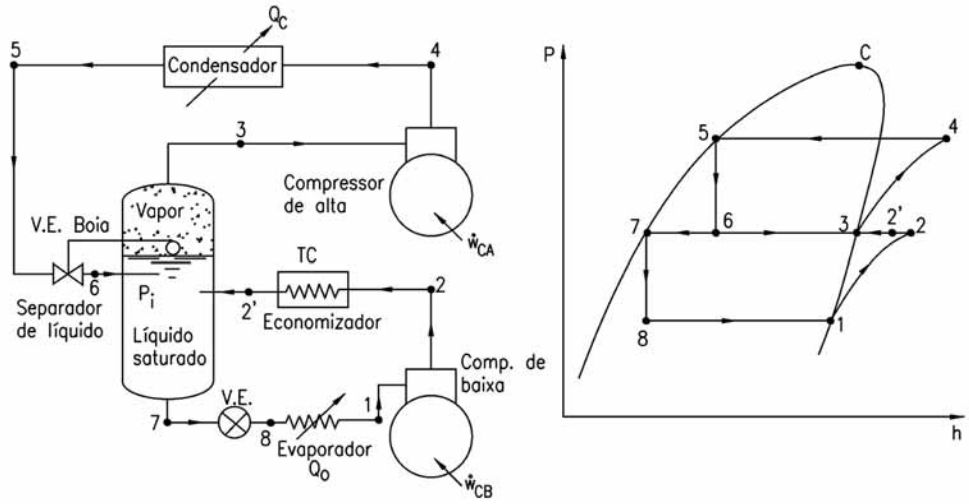



Figura 2.24 - Esquema de um sistema multipressão com separador de líquido e trocador de calor economizador

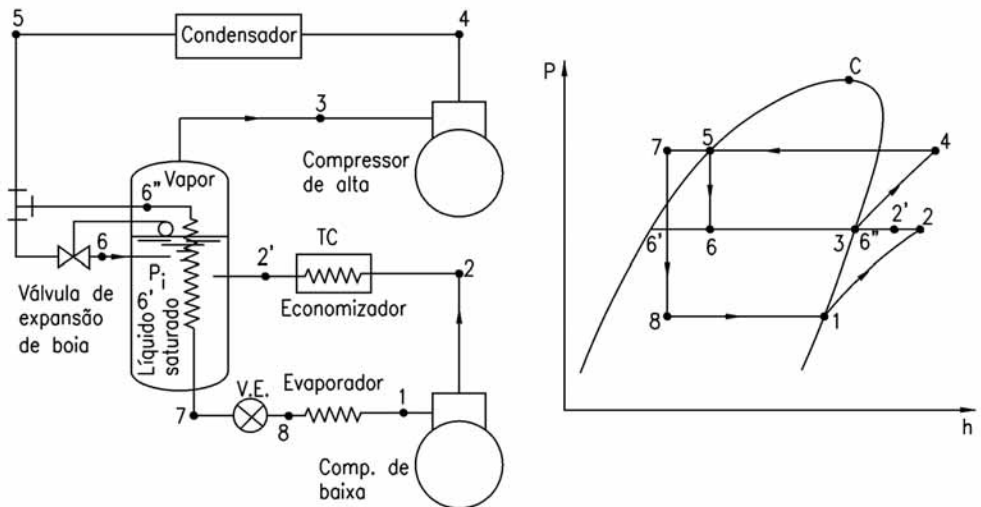



Figura 2.25 - Esquema de um sistema multipressão com separador-resfriador de líquido e trocador de calor economizador

Na Figura 2.26 é mostrado um esquema de um sistema multipressão de dois estágios de compressão, apropriado para utilização do refrigerante R22, e o respectivo ciclo termodinâmico num diagrama P x h. O vapor descarregado pelo compressor de baixa pressão não é resfriado separadamente por um trocador de calor, e sim pela mistura com o refrigerante saturado do separador-resfriador de líquido. Neste caso, o separador-resfriador de líquido é tipicamente do tipo não inundado. Ao invés da válvula de bóia, como mostrado na Figura 2.24 e na Figura 2.25, usa-se uma válvula de expansão termostática no separador-resfriador de líquido. O bulbo remoto desta válvula de expansão está instalado na linha de sucção do compressor de alta pressão, num ponto após a mistura das duas correntes de fluído.

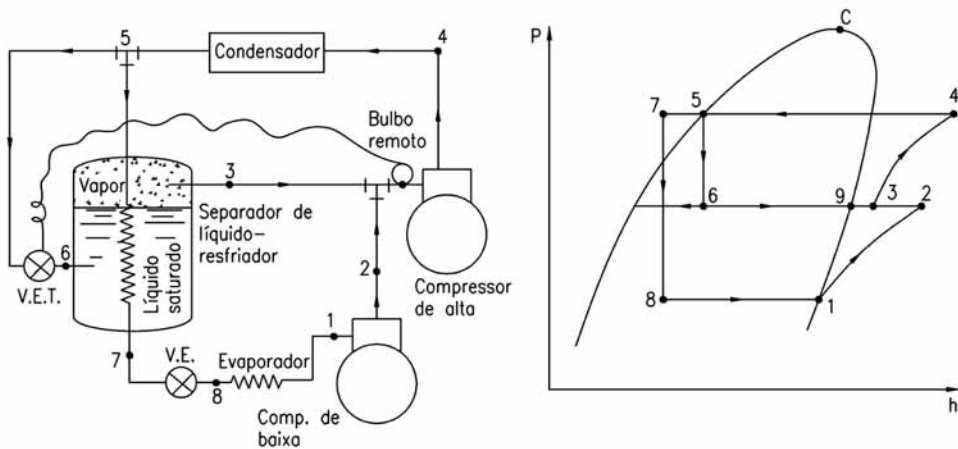



Figura 2.26 - Esquema de um sistema multipressão típico para utilização com R22

Os sistemas indicados na Figura 2.24 e na Figura 2.25 são freqüentemente utilizados para aplicações industriais e comerciais. A indústria alimentícia, a indústria de gelo e as câmaras frigoríficas de baixa temperatura são normalmente resfriadas desta maneira. Os refrigerantes R12, R22 e R134a são utilizados em sistemas do tipo mostrado na Figura 2.26 para câmara de teste de baixa temperatura e câmaras de controle ambiental.

Os sistemas multipressão são bastante flexíveis em suas aplicações. Um ou mais evaporadores podem operar à pressão intermediária, além do evaporador de baixa temperatura, como mostrado na Figura 2.20. Com a utilização de válvulas de controle de pressão pode-se ainda trabalhar com evaporadores operando em outras temperaturas.

2.3.5 Balanço de energia para o sistema multipressão

Para mostrar o balanço de energia e verificar os demais parâmetros do sistema de refrigeração multipressão, será feita uma análise com base no sistema exemplo mostrado na Figura 2.27, em que se têm dois estágios de compressão, um evaporador operando na pressão intermediária (evaporador de alta) e um evaporador operando na pressão de baixa (evaporador de baixa).

Para o ciclo teórico, considera-se que na sucção, tanto do compressor de baixa como do compressor de alta, o fluido frigorífico se encontra com vapor saturado. Na saída do condensador, por sua vez, o mesmo se encontra no estado de líquido saturado. Também se considera que na saída dos evaporadores o refrigerante está saturado. Porém, este estado pode ser diferente. Assim, tem-se o ciclo esquematizado na Figura 2.28.

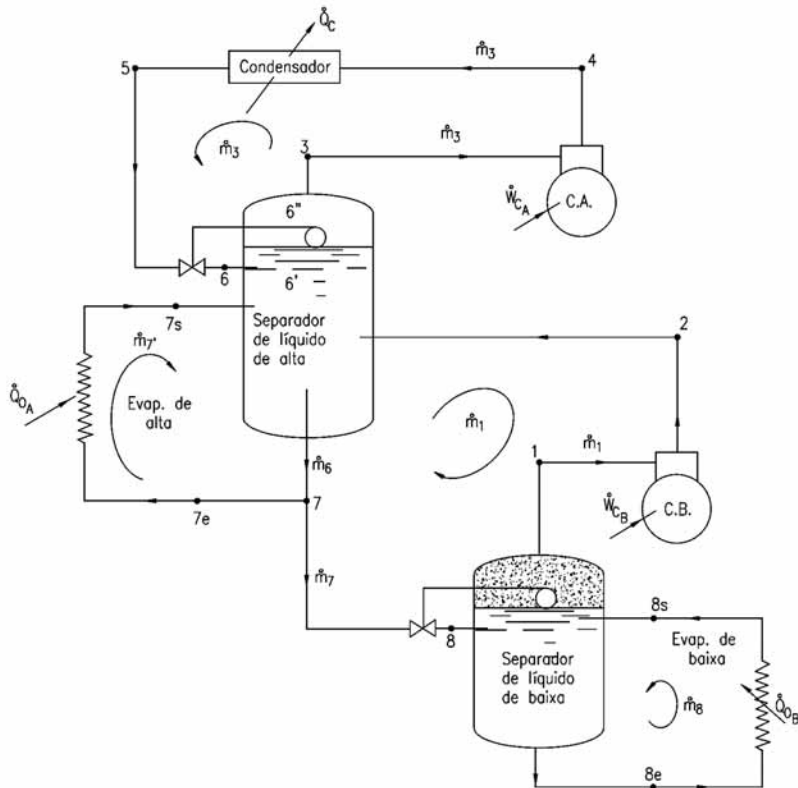



Figura 2.27 - Esquema de um sistema multipressão com dois estágios

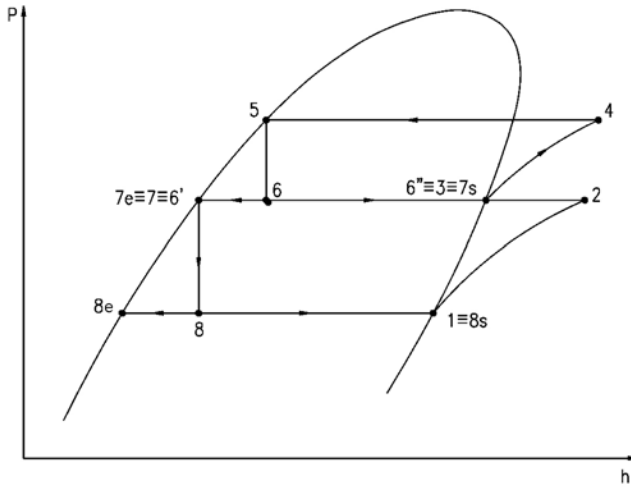



Figura 2.28 - Diagrama P x h para a instalação da Figura 2.27

a) Balanço de massa e energia para o separador de líquido de baixa

Aplicando a conservação de massa no volume de controle, em regime permanente, mostrado na Figura 2.29, tem-se:

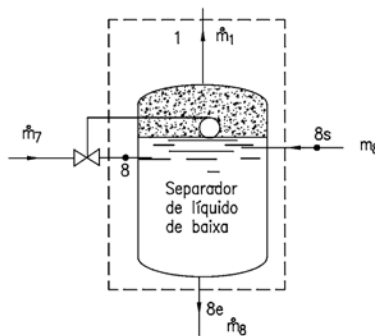



Figura 2.29 - Volume de controle no separador de líquido de baixa pressão

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \tag{2.37}$$

Por sua vez, a aplicação de Primeira Lei da Termodinâmica no volume de controle da figura acima resultará em:

$$\dot{m}_7 h_8 + \dot{m}_8 h_{8s} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_{8e} \qquad (2.38)$$

Combinando a equação 2.37 com a equação 2.38, tem-se:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 \frac{(h_{8s} - h_{8e})}{(h_1 - h_8)} \qquad (2.39)$$

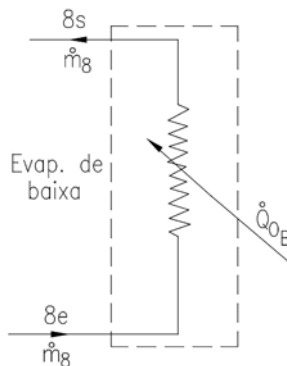



Figura 2.30 - Volume de controle no evaporador de baixa

Considerando-se o evaporador de baixa pressão (Figura 2.30), o balanço de energia resulta:

$$\dot{Q}_{OB} = \dot{m}_8 (h_{8s} - h_{8e}) \qquad (2.40)$$

Portanto:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{OB}}{(h_1 - h_8)} \qquad (2.41)$$

Assim, como mostra a equação 2.41, verifica-se que não há necessidade de se definir previamente o estado do refrigerante no evaporador de baixa.

b) Balanço de massa e energia para o separador de líquido de alta

Do mesmo modo como foi efetuado no caso anterior, considera-se primeiramente o balanço de massa e a seguir o de energia, para o volume de controle da Figura 2.31. Assim, tem-se:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{7'} + \dot{m}_1 = \dot{m}_{7'} + \dot{m}_7 + \dot{m}_3 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_7 \tag{2.42}$$

$$\dot{m}_3\, h_6 + \dot{m}_{7'}\, h_{7s} + \dot{m}_1\, h_2 = \dot{m}_{7'}\, h_{7e} + \dot{m}_7\, h_7 + \dot{m}_3\, h_3 \tag{2.43}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \qquad \text{e} \qquad h_7 = h_{7e} = h_8$$

Logo:

$$\dot{m}_1 (h_2 - h_8) + \dot{m}_{7'} (h_{7s} - h_{7e}) = \dot{m}_3 (h_3 - h_6)$$

Portanto:

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_8) + \dot{m}_{7'} (h_{7s} - h_{7e})}{(h_3 - h_6)} \tag{2.44}$$

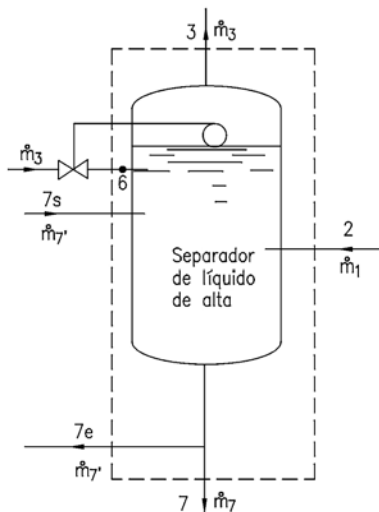



Figura 2.31 - Volume de controle no separador de líquido de alta pressão

Considerando o evaporador de alta (Figura 2.32), o balanço de energia resulta:

$$\dot{Q}_{O_A} = \dot{m}_{7'}\left(h_{7s} - h_{7e}\right) \qquad \text{ou} \qquad \dot{m}_{7'} = \frac{\dot{Q}_{O_A}}{\left(h_{7s} - h_{7e}\right)} \tag{2.45}$$

Substituindo a equação 2.45 na equação 2.44, tem-se:

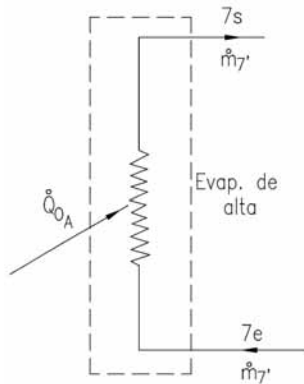



Figura 2.32 - Volume de controle no evaporador de alta

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1\left(h_2 - h_8\right) + \dot{Q}_{O_A}}{\left(h_3 - h_6\right)} \tag{2.46}$$

c) Balanço de energia para os compressores

Considerando os volumes de controle mostrados na figura abaixo, pode-se determinar a potência que cada um dos compressores do sistema frigorífico em análise consome. Assim, tem-se:

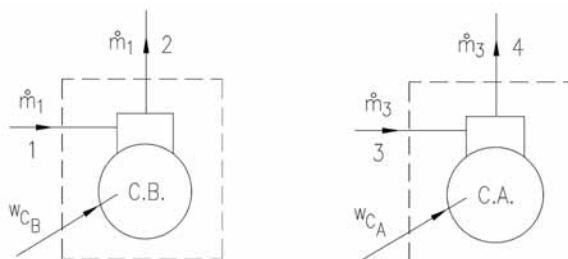



Figura 2.33 - Volume de controle para o compressor de baixa e de alta

Compressor de baixa: $$\dot{W}_{CB} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (2.47)$$

Compressor de alta: $$\dot{W}_{CA} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (2.48)$$

2.3.6 Alguns exemplos de sistemas frigoríficos

A Figura 2.34 mostra os elementos principais de um sistema de refrigeração com múltiplos compressores (multiplex). Como pode ser observado, os compressores são montados em um skid (ou rack). As tubulações de descarga e sucção são conectadas a manifolds comuns e os compressores operam à mesma pressão de sucção. O uso de múltiplos compressores em paralelo pode ser um método de controle de capacidade bastante eficiente, uma vez que os compressores podem ser selecionados e acionados conforme a carga de refrigeração da instalação.

Estes sistemas são particularmente vantajosos para sistemas que apresentam grande variação de carga, como é o caso de supermercados, em que aspectos operacionais e meteorológicos podem reduzir a necessidade de frio da instalação a até 10% da nominal.

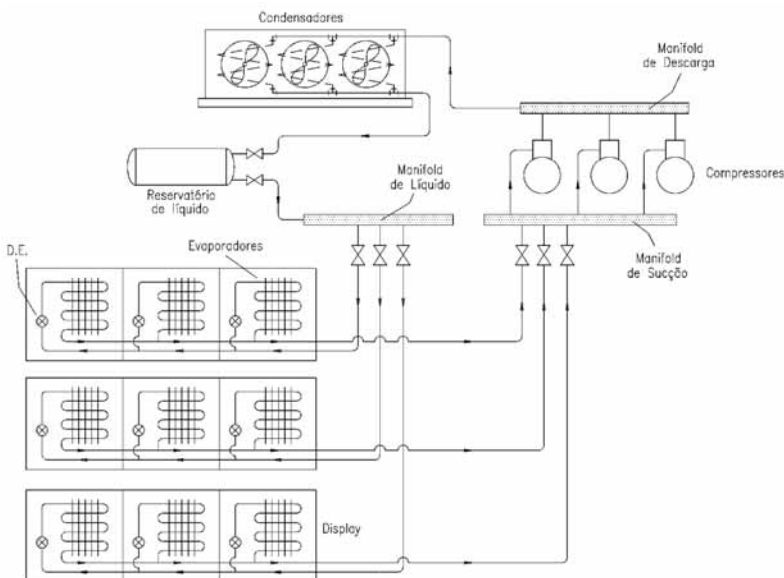



Figura 2.34 - Sistema frigorífico típico de supermercados (Multiplex)

A Tabela 2.2 apresenta uma comparação desses sistemas com as unidades individuais convencionais. Estes sistemas requerem, no entanto, cuidados especiais quanto ao retorno de óleo, de forma a garantir a equalização de nível entre os cárters dos compressores. A Figura 2.35 mostra uma forma eficiente de se garantir esta equalização,

Os sistemas de refrigeração indiretos podem assumir diversas formas, mas geralmente empregam um ou mais chillers para refrigerar um fluido intermediário, o qual é bombeado até as câmaras frias, ou displays, onde refrigera os produtos. A Figura 2.36 mostra os elementos básicos de uma instalação com fluído intermediário.

TABELA 2.2 - COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS EM PARALELO E OS SISTEMAS CONVENCIONAIS INDIVIDUAIS

ITEM	SISTEMA PARALELO	CONVENSIONAL
Porte da instalação	Pequenas, médias e grandes	Micro e pequenas
Qtd. de ambientes refrigerados por equipamento	Diversos	Apenas um
Confiabilidade e segurança da instalação	Maior	Menor
Consumo de energia	Menor	Maior
Custo inicial	Maior	Menor
Vida útil	Maior	Menor
Tamanho do equipamento	Maior	Menor
Número de compressores	Mais de Dois	Apenas Um
Controle de capacidade	Depende da qtd. de compressores (min. 50 e 100%)	Sem Controle (liga/desliga)
Simplicidade	Menor	Maior

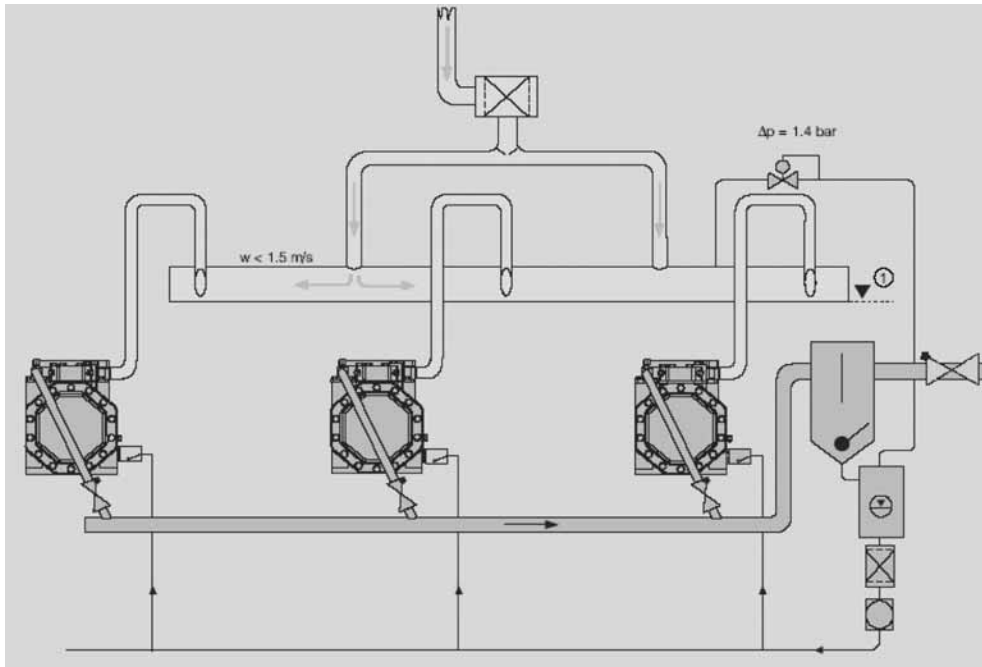



Figura 2.35 - Compressores em paralelo - equalização de óleo

Neste caso, os chillers, semelhantes, em termos de montagem, ao sistema da figura anterior (multiplex), fornecem fluido intermediário resfriado aos consumidores de frio. A descarga dos compressores ocorre em um manifold comum, de onde os gases são conduzidos para um condensador remoto, o qual geralmente está instalado no teto da casa de máquinas.

O uso de condensadores evaporativos pode produzir ainda uma temperatura de condensação baixa, o que, aliado ao menor consumo dos ventiladores, contribui para o estabelecimento de um sistema mais eficiente, do ponto de vista energético.

Os sistemas com fluidos intermediários têm características que tendem a melhorar a eficiência do sistema primário. Estas incluem a proximidade dos compressores com o trocador de calor intermediário, a possibilidade de sub-resfriar o refrigerante primário com o fluido secundário (salmoura) e a utilização do fluido intermediário, levemente aquecido, para descongelar os trocadores de calor (serpentinas de resfriamento).

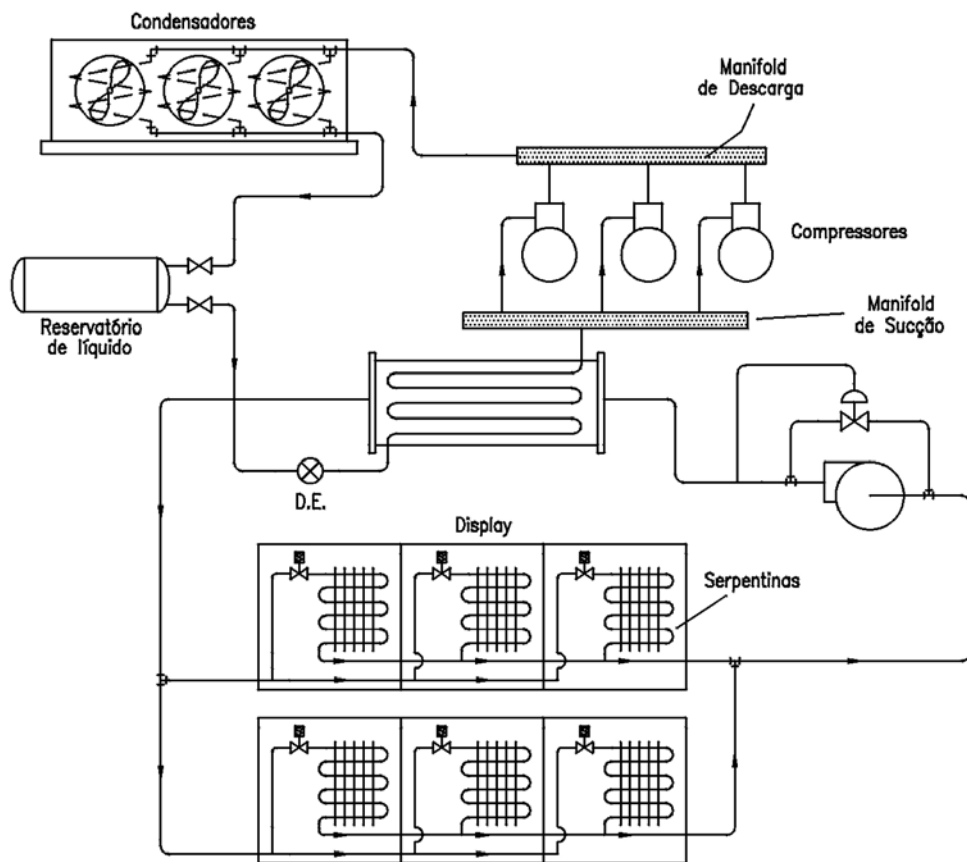



Figura 2.36 - Sistema frigorífico típico de expansão indireta

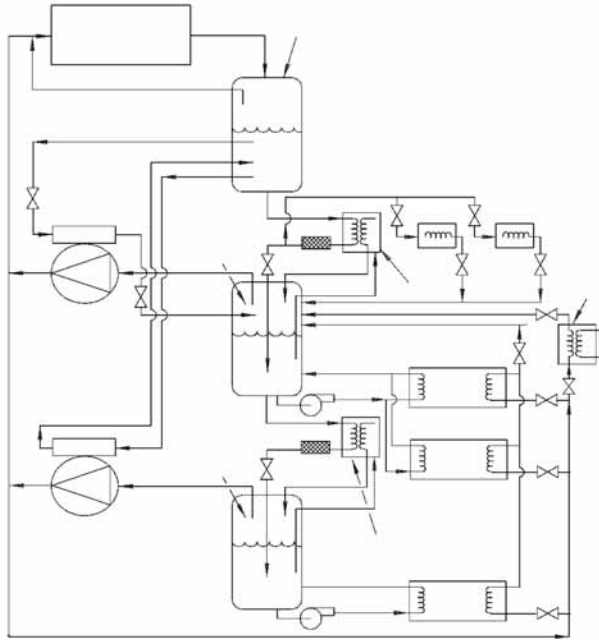



Figura 2.37 - Sistema frigorífico para baixas temperaturas

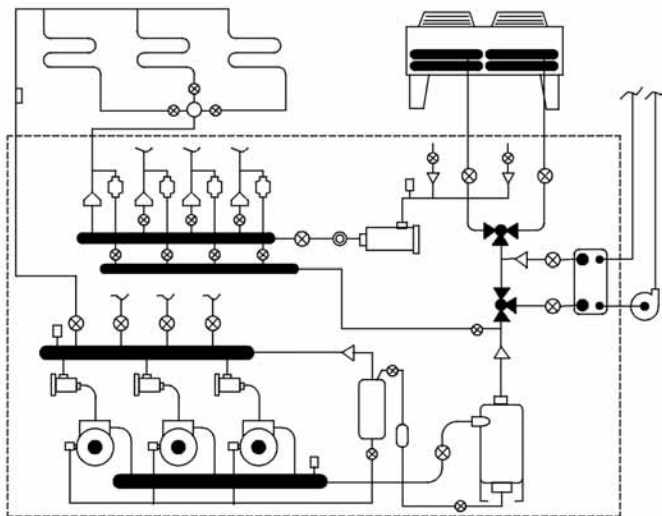



Figura 2.38 - Sistema frigorífico com compressores em paralelo e múltiplos evaporadores

EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Compare a potência consumida pelo(s) compressor(es) de um sistema frigorífico que trabalha com R717 e que deve ter uma capacidade de 50 TR de refrigeração, com temperaturas de condensação e vaporização de 40ºC e -30ºC, respectivamente, para:

- sistema de um só estágio de compressão; e
- sistema de dois estágios de compressão com separador de líquido;

2) Determine para o problema anterior a eficácia dos sistemas dos itens a e b.

3) Determine qual deve ser a cilindrada dos compressores de alta e baixa do item b do primeiro problema.

4) Considere a Figura 2.20 e calcule que demanda de energia elétrica deve ser prevista para este sistema se a capacidade frigorífica das câmaras referentes aos evaporador I for de 10 TR; a das câmaras referentes aos evaporadores II for de 50 TR; e a das câmaras referentes aos evaporadores III for de 40 TR. As temperaturas de vaporização são, respectivamente: -10ºC, -10ºC e -35ºC.

5) Considere a Figura 2.25 e calcule para uma condição qualquer de operação do sistema a economia de energia obtida com o trocador de calor economizador.

2.4 Carga térmica

Para o cálculo da carga térmica de câmaras frigoríficas para resfriamento, congelamento e armazenamento de produtos, além de um correto estabelecimento das condições climáticas do local e das condições internas da câmara, devem ser consideradas as seguintes parcelas:

- carga térmica decorrente da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso;
- carga térmica decorrente dos produtos contidos na câmara;
- carga térmica decorrente da infiltração de ar externo quando da abertura e fechamento das portas de acesso das câmaras; e
- carga térmica decorrente das luzes, pessoas e de outras fontes de calor no interior da câmara.

2.4.1 Condições externas de projeto

As condições externas de projeto podem ser obtidas de fontes específicas para a cidade considerada ou de normas técnicas, como a NBR-6401 e o livro de Goulart et al. (1998), que trazem informações sobre as condições típicas de verão para diversas cidades. A Tabela 2.3 apresenta informações sobre condições parâmetros de projeto para algumas cidades brasileira.

TABELA 2.3 - PARÂMETROS DE PROJETO PARA ALGUMAS CIDADES BRASILEIRAS

CIDADE	TEM. DE BULBO SECO (ºC)	UMIDADE RELATIVA (%)	ALTITUDE (M)
Belo Horizonte	32,0	52,0	858,0
Cuiabá	36,0	50,0	176,0
Florianópolis	32,0	62,0	nível do mar
Manaus	35,0	65,0	92,0
Recife	32,0	62,0	nível do mar
Rio de Janeiro	35,0	50,0	nível do mar
Salvador	32,0	62,0	nível do mar
São Paulo	31,0	55,0	760,0

2.4.2 Condições internas de projeto

Para os melhores resultados, cada produto deveria ser armazenado de acordo com os seus requisitos específicos de temperatura e umidade relativa, especificados em manuais, como o Handbook - Applications da ASHRAE (1978). Porém, nem sempre se torna prático construir uma câmara individual para cada produto manipulado por uma indústria ou comércio. Assim, os produtos a serem armazenados são divididos em grupos que requerem condições de armazenamento semelhantes.

2.4.3 Carga térmica devido à transmissão de calor

A carga térmica devido à transmissão de calor é uma função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, da condutividade térmica dos ele-

mentos construtivos da câmara (paredes, teto, piso, portas, etc.) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas. Assim, esta carga térmica pode ser calculada por:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\Delta T}{R_T} \tag{2.49}$$

Na equação 2.49 representa o fluxo de calor que penetra na câmara através das superfícies das paredes, teto e piso; A, a área destas superfícies; (T, o diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara; e RT, a resistência térmica imposta ao fluxo de calor.

De modo geral, para o cálculo da resistência térmica deve-se levar em consideração o coeficiente de convecção interno, a condutividade térmica dos materiais construtivos da parede e o coeficiente de convecção interno. Assim, tomando-se uma câmara frigorífica com paredes de alvenaria, como o exemplo mostrado na Figura 2.39, a resistência térmica será dada por:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{ext}\,A} + \frac{L_a}{k_a\,A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{cam} A} \tag{2.50}$$

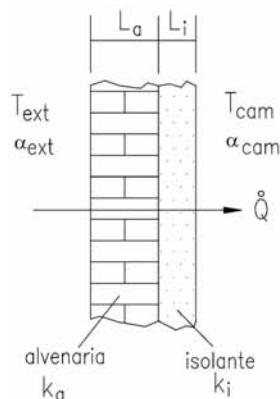



Figura 2.39 - Esquema de uma parede de alvenaria de uma câmara frigorífica

Em que: α_{ext} é o coeficiente de convecção externo;
α_{cam} é o coeficiente de convecção interno;
ka é a condutividade térmica da alvenaria;
ki é a condutividade térmica do isolante;
La é a espessura da alvenaria; e
Li é a espessura do isolante.

Como valores típicos do coeficiente de convecção externo, tem-se 7,0 kcal/h.m^2.ºC para o ar parado e até 35 kcal/h.m^2.ºC para o ar com velocidade próxima de 20 km/h. O coeficiente de convecção interno, que também depende da movimentação do ar dentro da câmara, varia de 7,0 a 15,0 kcal/h.m^2.ºC. Os valores da condutividade térmica dos materiais construtivos das câmaras pode ser obtido de tabelas ou, para o caso dos isolantes, de dados do fabricante (vide Tabela 3.11).

Uma forma simplificada, porém bastante utilizada, para o cálculo da espessura do isolamento consiste na fixação de um valor para o fluxo de calor por unidade de área da parede ($\dot{Q}/A$). Segundo Costa (1982) e Chagas (2000), em função da qualidade do isolamento, podem ser adotados os seguintes valores para este fluxo:

- Isolamento excelente: 8,0 kcal/h.m^2 (9,3 W/m^2)
- Isolamento bom: 10,0 kcal/h.m^2 (11,63 W/m^2)
- Isolamento aceitável: 12,0 kcal/h.m^2 (13,96 W/m^2)

Uma vez fixado este valor e desprezando-se a resistência térmica imposta pelo ar externo, pela parede e pelo ar externo, pode-se determinar a espessura do isolamento, pela equação 2.51.

$$L_i = \frac{k_i \; \Delta T}{\left(\dot{Q}/A\right)} \tag{2.51}$$

Com relação ao diferencial de temperatura que aparece na equação 2.51, se a câmara não sofrer efeitos da radiação solar direta, isto é, se ela não estiver exposta ao sol, conforme mencionado acima, ele corresponde à diferença entre a temperatura externa e a temperatura da câmara. No entanto, se a câmara sofre influência da radiação solar direta, o

valor do ΔT deve ser corrigido, em função da orientação da parede e de sua coloração, sendo seu cálculo efetuado de acordo com a equação 2.52, cujo valor de $\Delta T'$ é dado pela Tabela 2.4.

$$\Delta T = \left(T_{ext} - T_{cam}\right) + \Delta T' \qquad (2.52)$$

TABELA 2.4 - CORREÇÃO PARA A DIFERENÇA DE TEMPERATURAS EM CÂMARAS FRIGORÍFICAS ($\Delta T'$)

TIPO DE SUPERFÍCIE	PAREDES			TETO
	LESTE	OESTE	NORTE	PLANO
Cor escura (preto, azul escuro, marrom, ardósia, etc).	5,0 ºC	5,0 ºC	3,0 ºC	11,0 ºC
Cor Média (cinza, amarelo, azul, etc).	4,0 ºC	4,0 ºC	2,5 ºC	9,0 ºC
Cor Clara (branco, azul claro, verde claro).	3,0 ºC	3,0 ºC	2,0 ºC	5,0 ºC

Finalmente, a carga térmica devido à transmissão de calor pode ser calculada pela equação abaixo, em que ($\dot{Q}/A$) pode ser adotado de acordo com a qualidade do isolamento, como mencionado acima, e A é a área de todas as superfícies da câmara.

$$\dot{Q}_{trn} = \left(\frac{\dot{Q}}{A}\right) A \ 24 \quad [kcal/dia] \qquad (2.53)$$

2.4.4 Carga térmica devido aos produtos

A carga térmica devido ao produto, que geralmente corresponde à maior porcentagem da carga térmica de câmaras de resfriamento e congelamento, é composta, basicamente, das seguintes parcelas:

- Calor sensível antes do congelamento. Esta parcela é devida ao calor que deve ser retirado do produto para reduzir sua temperatura desde a temperatura de entrada na câmara até a temperatura de início de congelamento ou, no caso em que o produto somente vai ser resfriado, a sua temperatura final.

- Calor latente de congelamento. É o calor retirado do produto para promover a sua mudança de fase, isto é, seu congelamento.

- Calor sensível após o congelamento. Esta parcela corresponde ao calor que deve ser retirado do produto para reduzir sua temperatura desde a temperatura de congelamento até a temperatura final do produto.

- Calor de respiração. Representa o calor liberado na câmara devido ao processo de respiração de frutas frescas e vegetais. A liberação deste calor de respiração, também conhecido como calor vital, varia com a temperatura. Assim, quanto mais frio o produto, menor o calor liberado (ver Apêndice C).

O Apêndice B apresenta tabelas com exigências para armazenagem e propriedades de alimentos perecíveis. Considerando todas as parcelas mencionadas acima, tem-se:

$$\dot{Q}_{prod} = G_M \left[c_{p,1} \left(T_{ent} - T_1\right) + h_{cg} + c_{p,2} \left(T_1 - T_2\right) \right] + G_T \; Q_{resp} \quad [kcal/dia] \qquad (2.54)$$

em que: G_M - é a movimentação diária de um determinado produto na câmara, em kg/dia.

$c_{p,1}$ - é o calor específico do produto antes do congelamento, em kcal/kg. ºC.

T_{ent} - é a temperatura de entrada do produto na câmara, em ºC.

T_1 - para câmaras de resfriamento, é a temperatura final do produto; para câmaras de congelamento, é a própria temperatura de congelamento do produto, em ºC.

hc_g - é o calor latente de congelamento do produto, em kcal/kg.

$c_{p,2}$ - é o calor específico do produto após o congelamento, em kcal/kg. ºC.

T_2 - é a temperatura final do produto congelado em ºC.

G_T - é a quantidade total de produtos na câmara, em kg.

Q_{resp} - é a quantidade de calor liberado pela respiração do produto, em kcal/kg.dia.

2.4.5 Carga térmica devido à infiltração de ar externo

A carga térmica devido à infiltração de ar está relacionada com a entrada de ar quente (ar externo) e com a saída de ar frio da câmara frigorífica, através de portas ou quaisquer outras aberturas. Cada vez que uma porta da câmara é aberta, uma determinada quantidade de ar externo penetra na mesma, a qual deverá ser resfriada pelo sistema frigorífico da câmara, aumentando a carga térmica.

Assim, a quantidade de ar que entra em câmara pode ser estimada, entre outras formas, a partir do fator de troca de ar (FTA) de uma câmara, sendo este, por sua vez, dependente do volume e tipo da câmara. O FTA expressa o número de trocas de ar por dia (trocas/dia) da câmara. Pode ser calculado a partir da Tabela 2.5.

Uma vez que se conhece o volume de ar externo que entra na câmara por dia, pode-se determinar a carga de infiltração pela equação abaixo, em que V_{cam} é o volume da câmara, em m^3, e $\Delta H'$ refere-se ao calor cedido por metro cúbico de ar que entra na câmara, sendo dado pela Tabela 2.6.

$$\dot{Q}_{inf} = V_{cam} \, FTA \, \Delta H' \quad [kcal/dia] \qquad (2.55)$$

TABELA 2.5 - FATOR DE TROCA DE AR DE CÂMARAS FRIGORÍFICAS PARA CONSERVAÇÃO

CÂMARAS PARA PRODUTOS RESFRIADOS				CÂMARAS PARA PRODUTOS CONGELADOS			
VOLUME [m³]	FTA [TROCAS/DIA]	VOLUME [m³]	FTA [TROCAS/DIA]	VOLUME [m³]	FTA [TROCAS/DIA]	VOLUME [m³]	FTA [TROCAS/DIA]
40	15,00	500	3,60	40	11,00	500	2,80
50	13,00	700	3,00	50	10,00	700	2,30
60	12,00	1000	2,50	60	9,00	1000	1,90
80	10,00	1200	2,20	80	8,00	1200	1,70
100	9,00	1500	2,00	100	7,00	1500	1,50
125	8,00	2000	1,70	125	6,00	2000	1,30
150	7,00	3000	1,40	150	5,50	3000	1,10
200	6,00	5000	1,10	200	4,50	5000	1,00
300	5,00	10000	0,95	300	3,70	10000	0,80
400	4,10	15000	0,90	400	3,20	15000	0,80

TABELA 2.6 - CALOR CEDIDO PELO AR EXTERNO AO ENTRAR NA CÂMARA (ΔH´, EM kcal/m³)

COND. EXTERNAS		TEMPERATURA NA CÂMARA [ºC]									
UR [%]	T_{ext} [ºC]	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
	15,0	23,2	21,3	19,4	17,4	15,5	13,4	11,1	8,5	5,5	2,2
	20,0	26,5	24,6	22,7	20,8	18,8	16,7	14,4	11,8	8,8	5,6
40	25,0	30,5	28,6	26,7	24,7	22,7	20,6	18,3	15,7	12,7	9,4
	30,0	35,1	33,2	31,3	29,3	27,3	25,1	22,8	20,2	17,2	13,9
	35,0	40,6	38,7	36,7	34,7	32,7	30,5	28,2	25,6	22,6	19,3
	40,0	47,2	45,2	43,2	41,2	39,1	37,0	34,6	32,0	28,9	25,6
	15,0	24,5	22,6	20,7	18,8	16,8	14,7	12,4	9,8	6,8	3,5
	20,0	28,4	26,5	24,6	22,6	20,6	18,5	16,2	13,6	10,6	7,3
50	25,0	33,0	31,0	29,	27,1	25,1	23,0	20,6	18,0	15,0	11,7
	30,0	38,4	36,5	34,5	32,5	30,5	28,3	26,0	23,4	20,3	17,0
	35,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,4	29,7	26,7	23,4
	40,0	52,8	50,8	48,8	46,7	44,6	42,4	40,0	37,4	34,3	30,9
	15,0	25,9	23,9	22,0	20,1	18,1	16,0	13,7	11,1	8,1	4,8
	20,0	30,2	28,3	26,4	24,4	22,4	20,2	17,9	15,3	12,3	9,0
60	25,0	35,4	33,5	31,5	29,6	27,5	25,4	23,0	20,4	17,4	14,1
	30,0	41,7	39,7	37,8	35,7	33,7	31,5	29,1	26,5	23,5	20,1
	35,0	49,3	47,3	45,3	43,2	41,1	38,9	36,5	33,9	30,8	27,4
	40,0	58,5	56,4	54,4	52,3	50,1	47,9	45,5	42,8	39,7	36,3
	15,0	27,2	25,3	23,4	21,4	19,4	17,3	14,9	12,3	9,3	6,0
	20,0	32,1	30,1	28,2	26,2	24,2	22,0	19,7	17,1	14,1	10,7
70	25,0	37,9	35,9	34,0	32,0	29,9	27,7	25,4	22,8	19,7	16,4
	30,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,3	29,6	26,6	23,2
	35,0	53,6	51,6	49,5	47,5	45,4	43,1	40,7	38,0	34,9	31,5
	40,0	64,1	62,0	60,0	57,8	55,7	53,4	50,9	48,2	45,1	41,6

2.4.6 Cargas diversas

Todos os equipamentos elétricos instalados no interior da câmara frigorífica (lâmpadas, motores, etc.) dissipam calor. Portanto, também devem ser incluídos no cálculo da carga térmica. O calor dissipado por motores elétricos pode ser obtido a partir da sua potência e do seu rendimento. Na ausência de dados específicos sobre um item determinado, podem ser utilizados os valores da Tabela 2.7, a qual fornece o calor dissipado em função da potência do motor.

TABELA 2.7 - CALOR DISSIPADO POR MOTORES ELÉTRICOS

POTÊNCIA DO MOTOR [cv]	RENDIMENTO DO MOTOR [%]	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (motor e carga na câmara)	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (carga na câmara e motor fora)
Menor que 1/4	≅ 60	1050 (1,221)	632 (0,735)
1/2 a 1,0	≅ 70	900 (1,046)	632 (0,735)
$1^{1/2}$ a 5,0	≅ 78	800 (0,930)	632 (0,735)
$7^{1/2}$ a 20	≅ 84	750 (0,872)	632 (0,735)
Acima de 20 cv	≅ 88	725 (0,843)	632 (0,735)

Obs.: Os valores entre parênteses estão em kW/cv.

O calor dissipado pelo sistema de iluminação depende da potência das lâmpadas instaladas e do seu tempo de utilização, podendo se considerar que a potência dissipada pelo sistema de iluminação é de aproximadamente 10 W/m². Assim, tem-se:

$$\dot{Q}_{ilum} = 10\ A\ \tau\ 0{,}86 \qquad [\text{kcal/dia}] \qquad (2.56)$$

A carga térmica decorrente da presença de pessoas no interior das câmaras frigoríficas depende da atividade que estas pessoas estão exercendo, do tipo de vestimenta e, sobretudo, da temperatura da câmara. Uma forma de estimar a carga térmica decorrente das pessoas e por meio da equação 2.57.

$$\dot{Q}_{pes} = \left(272 + 6\,T_{cam}\right)\ \tau\ n\ 0{,}86 \qquad [\text{kcal/dia}] \qquad (2.57)$$

em que: T_{cam} - é a temperatura da câmara, em ºC.
τ - é o tempo de permanência das pessoas na câmara, em h/dia.
n - é o número de pessoas na câmara.

2.4.7 Carga térmica devido aos motores dos ventiladores

Outra fonte de calor que está presente no interior das câmaras frigoríficas são os motores dos ventiladores dos evaporadores. No entanto, somente é possível determinar a potência dissipada por estes ventiladores após a seleção dos evaporadores, mediante consulta ao catálogo do respectivo fabricante.

Os evaporadores somente podem ser selecionados após o cálculo da carga térmica total da câmara, o que inclui o calor liberado pelos evaporadores. Isto nos remete a uma solução iterativa, em que, primeiramente, estima-se potência dos ventiladores e, em seguida, selecionam-se os evaporadores. A potência dos ventiladores, dada pelo catálogo do fabricante, deve ser então comparada com o valor inicialmente estimado. Caso não haja concordância entre estes valores, uma nova potência deve ser estimada para os ventiladores. Como estimativa inicial, podem ser utilizados valores entre 0,5 e 1,0 cv por TR (tonelada de refrigeração) para a potência mecânica dos ventiladores. Assim, a carga térmica destes equipamentos pode ser dada diretamente pela equação abaixo, ou pela Tabela 2.7.

$$\dot{Q}_{vent} = \frac{\dot{W}_{vent}}{\eta_{vent}} \tau \, 632 \quad \text{[kcal/dia]} \tag{2.58}$$

em que: $\dot{W}_{vent}$ - é a potência total dos ventiladores, em cv.
τ - é o tempo de operação dos ventiladores que é igual ao tempo de operação dos compressores (op (ver item 2.4.8), em h/dia.
η_{vent} - é o rendimento dos ventiladores (ver Tabela 2.7).

2.4.8 Capacidade frigorífica do compressor

Uma vez determinadas todas as parcelas da carga térmica, o passo seguinte será determinar a capacidade frigorífica do compressor. Conforme observado nos itens anteriores, as

parcelas da carga térmica foram determinadas para um dia; isto é, seus valores são dados em kcal/dia. Porém, o compressor do sistema frigorífico não deve operar 24 horas por dia, o que exige uma fixação do seu tempo de operação para a determinação de sua capacidade frigorífica.

O tempo de operação dos compressores, normalmente varia de 16 a 20 h/dia, de acordo com o tipo de instalação e a temperatura da câmara, como indicado na Tabela 2.8. Vale lembrar que, exceto para o caso de degelo por circulação de ar, o tempo de operação dos ventiladores dos evaporadores é igual ao dos compressores.

Após a definição do tempo de operação dos compressores, a capacidade frigorífica será dada pela equação 2.59.

$$\dot{Q}_o = \frac{\dot{Q}_{trn} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{pes} + \dot{Q}_{vent}}{\tau_{op}} \quad [\text{kcal/hora}] \qquad (2.59)$$

em que: Q_o - é a capacidade frigorífica do compressor, em kcal/h;
τ_{op} - é o tempo de operação dos compressores, em h/dia.

TABELA 0.8 - TEMPO DE OPERAÇÃO TÍPICO DE COMPRESSOS FRIGORÍFICOS

TIPO DE DEGELO DOS EVAPORADORES	TEMPO DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES
Natural (T_{CAM} > +1 ºC)	16 a 18 h/dia
Circulação de Ar e Aspersão de Água (T_{CAM} > +1 ºC)	18 a 20 h/dia
Elétrico	até 20 h/dia
Por Gás Quente	20 a 22 h/dia

3 Sistemas de Refrigeração

3.1 Compressores componentes dos sistemas de refrigeração

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e Scroll. A escolha do tipo de compressor depende, essencialmente, da capacidade da instalação, que pode ser dividida, em termos de temperatura de vaporização e do fluido frigorífico utilizado em: pequena capacidade (< 2,5 TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR). TR significa tonelada de refrigeração, uma expressão comumente utilizada em refrigeração para traduzir a energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24 horas(1TR = 3,5 kw).

De acordo com as características do processo de compressão, os compressores utilizados em refrigeração podem ser classificados como: máquinas de deslocamento positivo ou máquinas de fluxo. O compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do vapor de fluido refrigerante pela redução do volume interno de uma câmara de compressão por meio de uma força mecânica aplicada. Os compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e Scroll são de deslocamento positivo. O único compressor classificado como máquina de fluxo em sistemas de refrigeração é o centrífugo. Nesse tipo de compressor o aumento de pressão se deve, principalmente, à conversão de pressão dinâmica em pressão estática.

Dependendo da concepção de construção, os compressores podem ser classificados como: herméticos, semi-herméticos e abertos. No compressor hermético, tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento são alojados no interior de uma carcaça, apresentando como acesso de entrada e saída apenas as conexões elétricas do motor. Este tipo de compressor opera exclusivamente com refrigerantes halogenados e o vapor de fluido refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. São geralmente utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar com potências da ordem de 30kW.

Os compressores semi-herméticos são semelhantes aos herméticos, porém permitem a remoção do cabeçote, tornando possível o acesso às válvulas e aos pistões.

Nos compressores do tipo aberto o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça, permitindo o acionamento por um motor externo. Este tipo de compressor é adequado para operar com amônia, podendo também utilizar refrigerantes halogenados.

3.1.1 Compressores alternativos

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração. Encontram-se em estágio de desenvolvimento bastante avançado e são amplamente utilizados em sistemas de pequena e média capacidade. São fabricados com capacidades que variam desde uma fração de TR até cerca de 200 TR (de 1 a 700kW). Os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-407A e HFC-407C são freqüentemente utilizados com estes compressores em sistemas de ar condicionado para conforto e processos, enquanto o refrigerante R-717 (amônia) é utilizado em sistemas de refrigeração industrial. Os compressores alternativos podem ser:

- de simples ou duplo efeito;
- de um ou mais cilindros;
- abertos, herméticos ou semi-herméticos; e
- horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

A Figura 3.1 apresenta, esquematicamente, o princípio de funcionamento de um compressor alternativo. Durante a expansão do êmbolo, gás refrigerante é aspirado pela válvula de admissão, que pode estar localizada no próprio êmbolo ou no cabeçote. Durante a compressão, o êmbolo comprime o refrigerante, empurrando-o para fora através da válvula de descarga, localizada normalmente no cabeçote do cilindro.

Quando o compressor possui um virabrequim que atravessa a carcaça de maneira que um motor externo possa ser acoplado ao seu eixo, ele é denominado "compressor aberto". Neste tipo de compressor deve ser previsto um selo de vedação, para evitar fugas de gás refrigerante ou infiltração de ar externo, quando a pressão do sistema for inferior a atmosférica. Para evitar esse tipo de problema, pode-se alojar o motor e o compressor dentro da mesma carcaça. Nesse caso, tem-se um compressor hermético. A grande maioria das aplicações de pequeno porte utiliza esse tipo de compressor. Compressores herméticos de grande capacidade possuem cabeçotes

removíveis, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos. Tais compressores são denominados "semi-herméticos". Há compressores que apresentam molas na parte que fixa as sedes das válvulas de descarga, funcionando como segurança do compressor ao abrir passagem para gotículas de líquido.

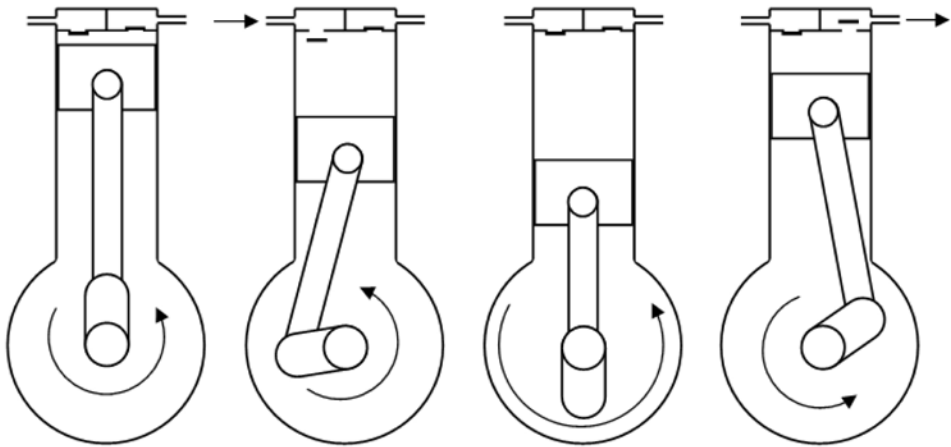



Figura 3.1 - Princípio de funcionamento de um compressor alternativo

Eficiência volumétrica efetiva

A eficiência volumétrica efetiva $\eta_{v,ef}$ é definida como:

$$\eta_{v,ef} = \frac{\text{vazão que entra no compressor } (m^3/s)}{\text{taxa de deslocamento do compressor } (m^3/s)} \times 100 \quad (3.1)$$

em que a taxa de deslocamento do compressor é o volume coberto pelos êmbolos, do ponto morto superior ao ponto morto inferior, durante o tempo de aspiração, por unidade de tempo.

Eficiência volumétrica de espaço morto

Seja considerada a Figura 3.2. O volume máximo ocorre quando o êmbolo se encontra na posição 3 e o volume mínimo, denominado "volume de espaço morto", V_m, ocorre quando o êmbolo se encontra na posição m.

Seja considerada a pressão de descarga igual a p_d e a pressão de aspiração igual a p_1, O gás retido no espaço morto se espande até o volume V_1 antes que a pressão no interior do cilindro seja pequena o suficiente para permitir a abertura da válvula de admissão e a admissão de gás. O volume de gás admitido no cilindro é dado por V_3 - V_1 e a eficiência volumétrica de espaço morto é definida como:

$$\eta_{v,m} = \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_m} \times 100 \qquad (3.2)$$

Definindo a fração de espaço morto, r_m, como:

$$r_m = \frac{V_m}{V_3 - V_m} \times 100 \qquad (3.3)$$

Após algum algebrismo, tem-se,:

$$\eta_{v,m} = 100 - r_m \left(\frac{v_{asp}}{v_{des}} - 1 \right) \qquad (3.4)$$

em que v_{asp} é o volume específico do vapor admitido no compressor e v_{des} é o volume específico do vapor após a compressão isentrópica até p_d. Esses volumes podem ser obtidos nas tabelas de propriedade dos fluidos ou nos diagramas.

Considerando-se a expansão politrópica, em que:

$$\frac{v_{asp}}{v_{des}} = \left(\frac{p_d}{p_1} \right)^{1/n} \qquad (3.5)$$

Resulta:

$$\eta_{v,m} = 100 - r_m \left[\left(\frac{p_d}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3.6)$$

O expoente n pode assumir valores entre 1, para expansão isotérmica, e k (C_p/C_v) para expansão adiabática, sendo k a razão de calores específicos, C_p o calor específico a pressão constante e C_v o calor específico a volume constante.

No compressor ideal, considera-se a compressão e a expansão do gás retido no espaço morto como isentrópica. O único fator que afeta eficiência volumétrica do compressor ideal é expansão do gás retido no espaço morto.

A Figura 3.3 apresenta o efeito da temperatura de evaporação sobre a eficiência de espaço morto de um compressor ideal. Para determinar a eficiência volumétrica do compressor com fração de espaço morto de 4,5%, operando a uma temperatura de condensação de 35ºC, com refrigerante R22 e uma taxa de deslocamento de 0,05 m³/s, utilizou-se a equação 3.4. De acordo com essa figura, a eficiência de espaço morto é nula para uma temperatura de vaporização de -61C, cuja pressão de evaporação corresponde à p_3 da Figura 3.2. Para a pressão de aspiração igual pressão de descarga, a eficiência volumétrica é de 100%.

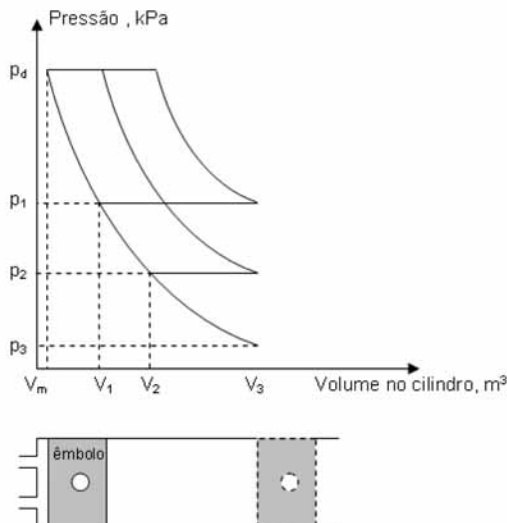



Figura 3.2 - Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo ideal.

Vazão em massa

A vazão em massa $\dot{m}$ é dada por:

$$\dot{m} = \text{taxa de deslocamento} \times \frac{\eta_{v,m}}{100\, v_{asp}} \quad (3.7)$$

À medida que a pressão de aspiração diminui, o volume específico do gás que entra no compressor aumenta, diminuindo assim a vazão e a eficiência volumétrica.

Potência

Para um compressor ideal, a potência é dada pelo produto da vazão pela variação da entalpia na compressão isentrópica, como segue:

$$\dot{W} = \dot{m}\,\Delta h_i \quad (3.8)$$

em que: W é a potência, $\dot{m}$ é a vazão e Δh_i é a variação de entalpia na compressão isentrópica.

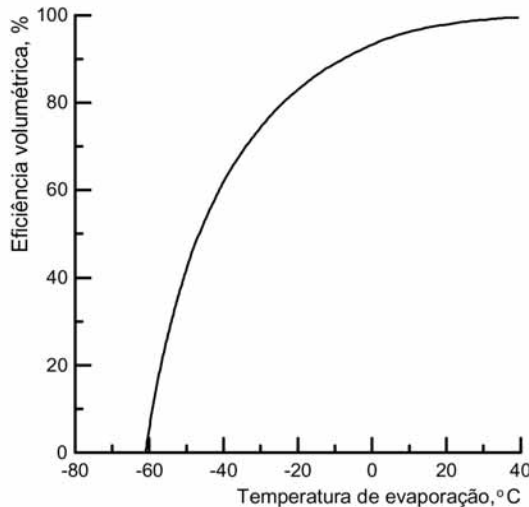



Figura 3.3 - Eficiência volumétrica de espaço morto em função da temperatura de evaporação para um compressor ideal, com temperatura de condensação de 35ºC e refrigerante R22

A Figura 3.4 apresenta a variação da potência P e do trabalho de compressão Δh_i em função da temperatura de evaporação. Para temperaturas de evaporação baixas, Δh_i é grande. À medida que a temperatura de evaporação vai aumentando, Δh_i vai diminuindo, até atingir zero, quando então a pressão de aspiração se iguala à de descarga. A curva de potência apresenta valor nulo em dois pontos. O primeiro ponto corresponde à vazão nula; o segundo, corresponde à condição de temperatura de evaporação igual à de condensação. Entre esses dois pontos a curva de potência atinge um valor máximo.

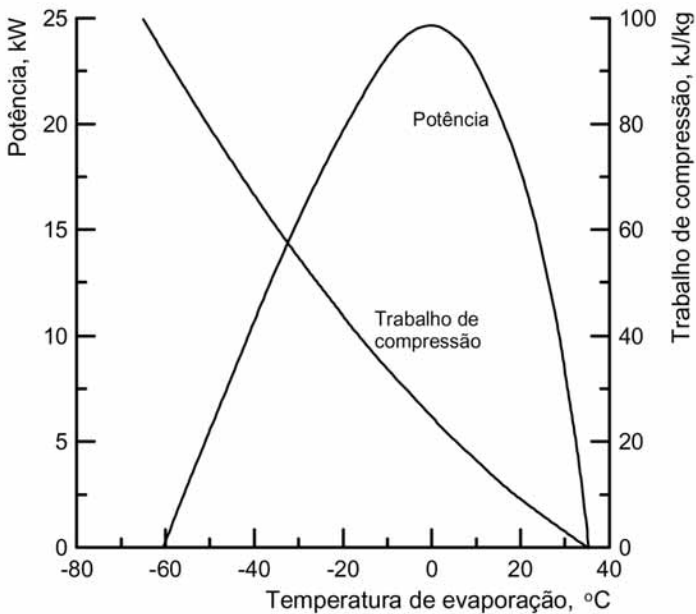



Figura 3.4 - Trabalho de compressão e potência de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35ºC e refrigerante R22

A maioria dos sistemas frigoríficos trabalha à esquerda do pico da curva de potência. Durante a partida, a temperatura no evaporador é alta, e a potência passa pelo pico. Muitas vezes, os motores são superdimensionados para suportar este pico, o que não é adequado em termos de uso eficiente de energia. O superdimensionamento, no entanto, pode ser evitado reduzindo-se artificialmente a pressão de evaporação por meio de um dispositivo de estrangulamento.

Durante a operação normal, cargas térmicas elevadas aumentam a temperatura de evaporação e, conseqüentemente, a potência do compressor, podendo sobrecarregar o motor.

Capacidade de refrigeração

A capacidade de refrigeração é dada por:

$$q = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{3.9}$$

em que h_1 e h_4 são as entalpias do refrigerante na saída e na entrada do evaporador, respectivamente.

A capacidade de refrigeração em função da temperatura de evaporação é apresentada na Figura 3.5. A capacidade de refrigeração aumenta com o aumento da temperatura de evaporação.

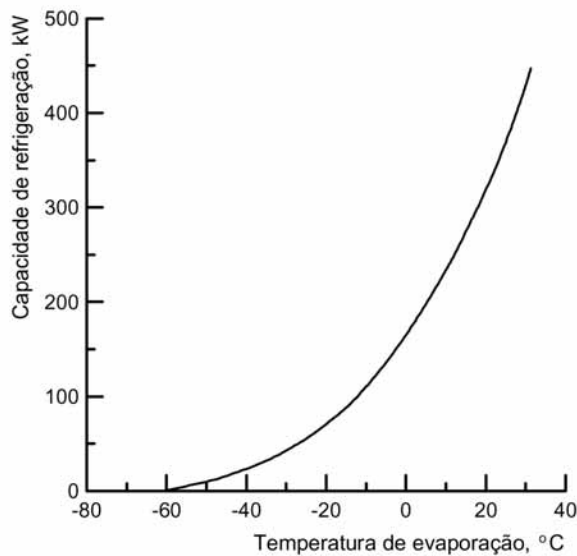



Figura 3.5 - Capacidade de refrigeração de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35ºC e refrigerante R22

Coeficiente de eficácia

O coeficiente de eficácia, definido pela relação entre a capacidade de refrigeração e a potência, em função da temperatura de evaporação, é apresentado na Figura 3.6. O coefi-

ciente de eficácia aumenta com o aumento da temperatura de evaporação. À medida que a temperatura de evaporação diminui, o volume específico aumenta e a vazão em massa no compressor diminui, reduzindo a capacidade de refrigeração e, conseqüentemente, o coeficiente de eficácia.

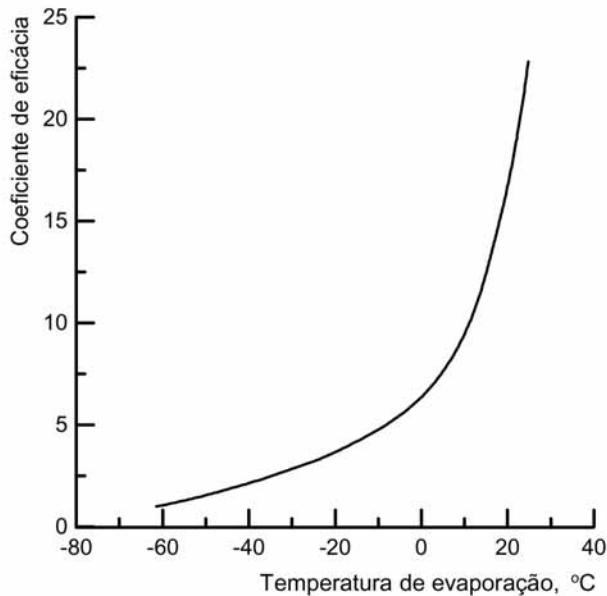



Figura 3.6 - Coeficiente de eficácia de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35ºC e refrigerante R22

Efeito da temperatura de condensação

Instalações frigoríficas normalmente rejeitam calor através do condensador para a atmosfera, cujas condições variam ao longo do ano. A Figura 3.7 apresenta eficiência volumétrica de espaço morto de um compressor operando a uma temperatura de evaporação de -20ºC em função da temperatura de condensação. À medida que temperatura de condensação aumenta, a eficiência volumétrica diminui. O mesmo ocorre com a capacidade de refrigeração, apresentada na Figura 3.8.

A potência em função da temperatura de condensação é apresentada na Figura 3.9. A curva de potência apresenta valor máximo do mesmo modo que a variação da potência

com a temperatura de evaporação. Apesar de não apresentado, o coeficiente de eficácia diminui com o aumento temperatura de condensação.

Considerando a potência e a eficiência, é interessante que a temperatura de condensação seja a menor possível. Assim, é importante manter o condensador limpo, trabalhando com o agente de resfriamento (ar ou água) o mais frio possível.

Eficiência volumétrica efetiva

Além da expansão do gás residual do espaço morto, outros fatores, tais como perda de carga e fugas através das válvulas de admissão e descarga, fugas pelos anéis dos êmbolos e aquecimento do gás aspirado pelo cilindro, afetam a eficiência volumétrica. Todos esses fatores contribuem para a diminuição da eficiência volumétrica. A Figura 3.10 apresenta eficiência volumétrica efetiva comparada com a eficiência volumétrica de espaço morto, em função da razão entre a pressão de descarga e a de aspiração. Para o cálculo da eficiência volumétrica de espaço morto, foi admitida uma fração de espaço morto de 4,5%.

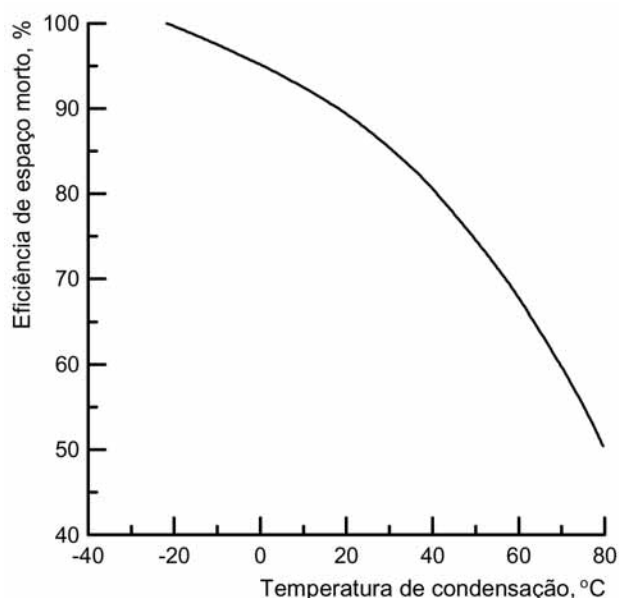



Figura 3.7 - Eficiência volumétrica de espaço morto em função da temperatura de condensação para um compressor ideal, com temperatura de evaporação de -20ºC e refrigerante R22

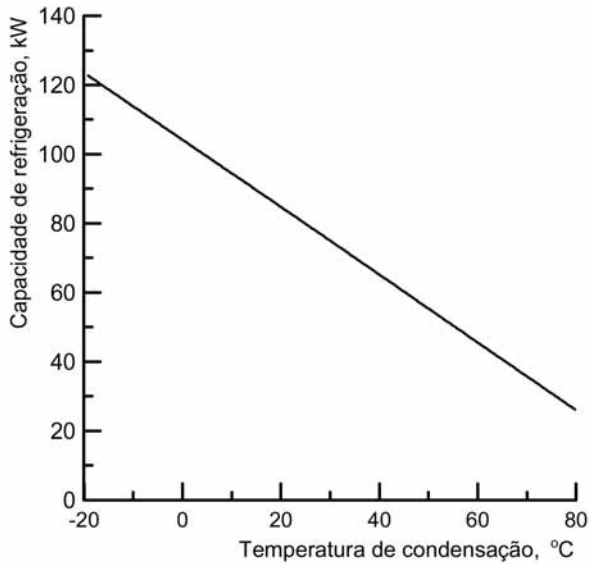



Figura 3.8 - Capacidade de refrigeração de um compressor ideal em função da temperatura de condensação, com temperatura de evaporação de -20ºC e refrigerante R22

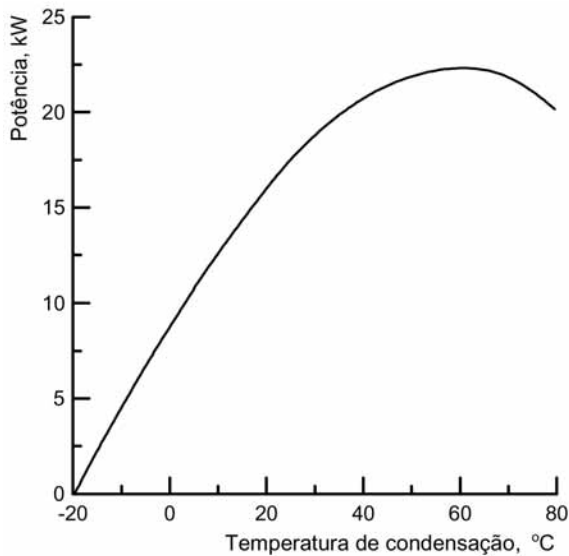



Figura 3.9 - Potência de um compressor ideal em função da temperatura de condensação, com temperatura de evaporação de -20ºC e refrigerante R22

Eficiência de compressão

A eficiência de compressão η_c, em porcentagem, é dada por:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabalho de compressão isoentrópica, kJ/kg}}{\text{Trabalho real de compressão, kJ/kg}} \times 100 \tag{3.10}$$

em que os trabalhos de compressão referem-se às mesmas pressões de aspiração e descarga. Para compressores alternativos abertos, essas eficiências variam entre 65 e 70%.

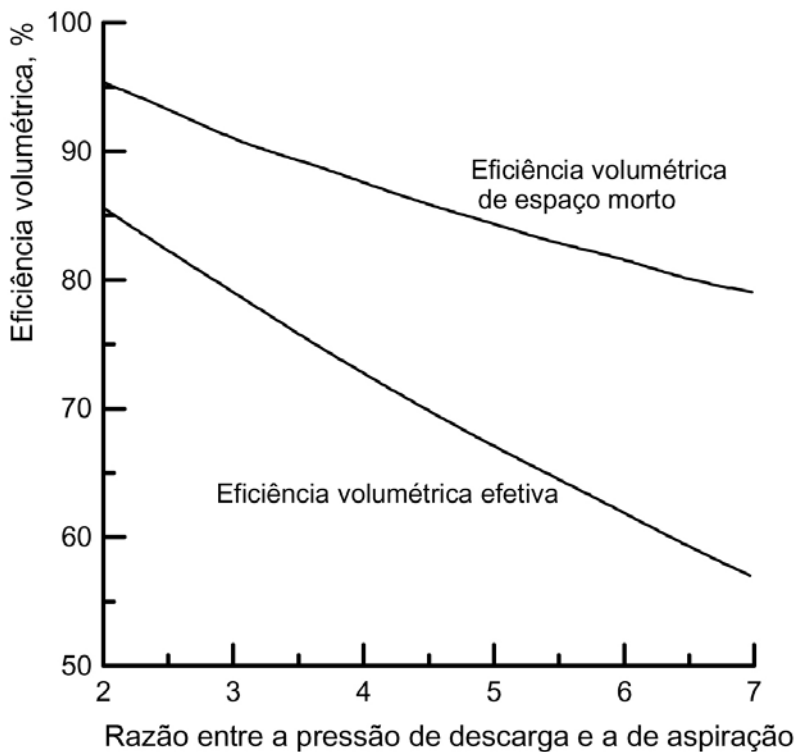



Figura 3.10 - Eficiência volumétrica efetiva e de espaço morto de um compressor operando com R22 em função da razão entre a pressão de descarga e a de aspiração

Temperatura de descarga do compressor

Temperaturas de descarga do compressor excessivamente altas podem deteriorar o óleo de lubrificação, resultando em desgaste excessivo e redução da vida útil das válvulas, especialmente das válvulas de descarga. De maneira geral, quanto maior a razão de pressões maior a temperatura de descarga. O refrigerante utilizado também influencia a temperatura de descarga do compressor. A amônia, por exemplo, apresenta altas temperaturas de descarga, exigindo compressores com cabeçotes refrigerados a água.

Controle de capacidade

Os sistemas frigoríficos em operação estão sujeitos a variações de carga térmica. O aumento de carga térmica sem uma resposta do compressor pode provocar aumento na temperatura de evaporação e comprometer a qualidade dos produtos armazenados. Por outro lado, o funcionamento contínuo do compressor para uma condição de carga térmica reduzida pode baixar demasiadamente a temperatura de evaporação, o que pode ser indesejável, por exemplo, na conservação de alimentos frescos, cuja temperatura é controlada.

Entre os vários métodos empregados no controle de capacidade do compressor estão:

- atuação no compressor, ligando-o ou desligando-o;
- estrangulamento do gás de aspiração entre o evaporador e o compressor por meio do uso de uma válvula reguladora de pressão de sucção;
- desvio do gás na descarga do compressor para a linha de aspiração ou para o evaporador; e
- funcionamento a vazio de um ou mais cilindros, através da abertura contínua da válvula de descarga;

3.1.2 Compressor parafuso

Os compressores parafuso podem ser classificados como: de parafuso simples e de parafuso duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais utilizados que os simples, devido ao fato de apresentar eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4%.

A Figura 3.11 apresenta um corte transversal dos rotores de um compressor de parafuso duplo. O rotor macho aciona o rotor fêmea, que fica alojado em uma carcaça estacionária. O refrigerante entra pela parte superior em uma das extremidades e sai pela parte inferior da outra extremidade. Quando o espaço entre os ressaltos passa pela entrada, a cavidade é preenchida pelo refrigerante, pois em rotação contínua o refrigerante retido na cavidade move-se, circulando pela carcaça do compressor, até encontrar um ressalto do rotor macho, que começa a se encaixar na cavidade do rotor fêmea, reduzindo o volume da cavidade e comprimindo o gás. Ao atingir o orifício de saída, ocorre a descarga, devido ao encaixe do ressalto na cavidade. Com a finalidade de lubrificação e vedação, óleo é adicionado ao sistema. Assim, em sistemas operando com compressores parafuso torna-se necessário à instalação de um separador de óleo.

O desempenho de um compressor parafuso depende do seu projeto, que define suas razões de volume e de pressão. A Figura 3.12 apresenta eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes e pressões. A menos que ocorra uma variação drástica na razão de pressão, os valores da eficiência de compressão sofrem pouca variação.

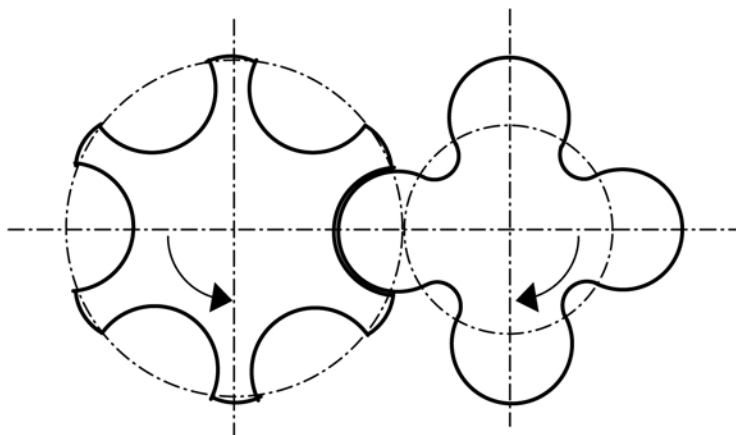



Figura 3.11 - Rotores de um compressor parafuso e corte transversal

A capacidade de resfriamento dos compressores de parafuso duplo está na faixa de 20 a 1300TR (70 a 4570kW). Capacidades de resfriamento entre 50 e 350TR (176 a 1230kW) são normalmente utilizadas. A relação de pressão em compressores parafuso pode ser da ordem de 20:1 em simples estágio. Os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a e HFC-407C são normalmente empregados em compressores parafuso para condicionamento de ar para conforto. A amônia (R-717) é utilizada para aplicações industriais.

Os requerimentos mínimos de eficiência em função da capacidade, segundo a ASHRAE, para resfriadores de água com compressores parafuso com condensação a água são:

- Capacidade inferior a 150TR - COP = 3,8
- Capacidade entre 150 e 300TR - COP = 4,2
- Capacidade superior a 300TR - COP = 5,2

O controle de capacidade em compressores parafuso pode ser feito por meio de válvulas corrediças localizadas na carcaça do compressor, que se movem na direção axial, provocando retardamento do início da compressão.

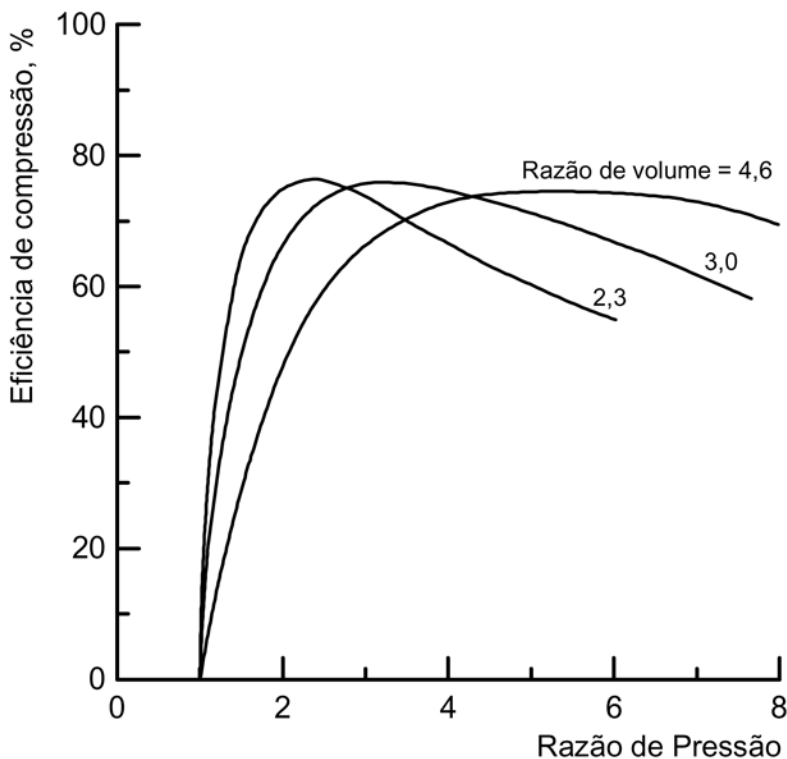



Figura 3.12 - Eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes em função da razão de pressão

3.1.3 Compressor de palhetas

Os compressores de palhetas podem ser divididos em dois tipos básicos:

- compressor de palheta simples; e
- compressor de múltiplas palhetas.

A Figura 3.13 apresenta um compressor de palheta simples. Nesse tipo de compressor, a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que o rotor e o cilindro permanecem em contato à medida que gira. Uma palheta simples, acionada por mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

O HCFC-22 é o refrigerante mais utilizado nesse tipo de compressor. Os refrigerantes HFC-407C e HFC-410A são seus substitutos. A eficiência mecânica típica de um compressor de palhetas operando com uma relação de pressão de 3,5 é de 0,87.

A taxa de deslocamento de um compressor de palhetas simples é dada por:

$$Q_{des} = \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d_2^2\right) L\, U_{rot} \;, \quad m^3/s \qquad (3.11)$$

em que: d_1 Diâmetro do cilindro, m;
d_2 Diâmetro do rotor, m;
L Comprimento do cilindro, m; e
U_{rot} Velocidade de rotação, rot/s.

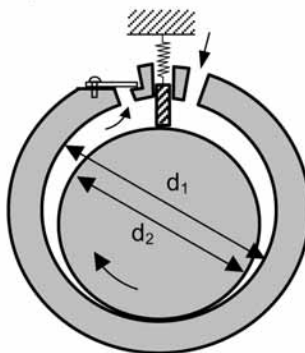



Figura 3.13 - Compressor de palheta simples

A Figura 3.14 apresenta compressores de múltiplas palhetas. Nesses compressores o rotor gira em torno do próprio eixo, que não coincide com o eixo do cilindro. O rotor possui duas ou mais palhetas, que permanecem em contato com a superfície do cilindro pela ação da força centrífuga.

De acordo com a ASHRAE Handbook (1996), para uma temperatura ambiente de 35ºC, temperatura de evaporação de 1,7ºC, temperatura de condensação de 54,4ºC e subresfriamento de 8,3ºC o COP de um sistema com compressor de palhetas deve estar em torno de 2,7. Devido ao movimento rotativo, os compressores de palhetas apresentam menor ruído em relação aos alternativos.

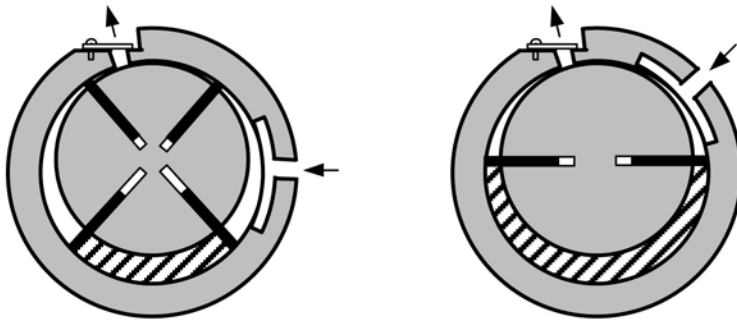



Figura 3.14 - Compressores de múltiplas palhetas

3.1.4 Compressores centrífugos

Os compressores centrífugos foram introduzidos em instalações frigoríficas por Willis Carrier, em 1920. São amplamente utilizados em sistemas de grande porte. Seu princípio de funcionamento é semelhante ao de uma bomba centrífuga. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e, devido à ação da força centrífuga, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Ao atingir as pás do difusor ou a voluta, parte de sua energia cinética é transformada em pressão. Em situações em que são necessárias altas razões de pressão, podem-se utilizar compressores de múltiplos estágios. A Figura 3.15 apresenta o desenho esquemático de um compressor centrífugo.

A Figura 3.16 apresenta um gráfico característico de desempenho de um compressor centrífugo. No eixo das abscissas, tem-se a vazão; no eixo das ordenadas, a razão de pressões. O gráfico apresenta o desempenho do compressor para diversas rotações e as linhas de eficiência constante.

Os requerimentos mínimos de eficiência em função da capacidade, segundo a ASHRAE, para resfriadores de água com compressores centrífugos com condensação a água são idênticos aos compressores parafuso, ou seja:

- Capacidade inferior a 150TR -COP = 3,8
- Capacidade entre 150 e 300TR - COP = 4,2
- Capacidade superior a 300TR - COP = 5,2

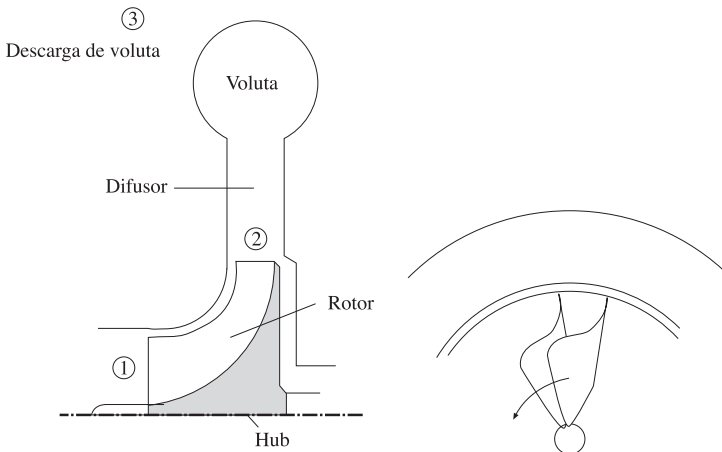



Figura 3.15 - Desenho esquemático de um compressor centrífugo

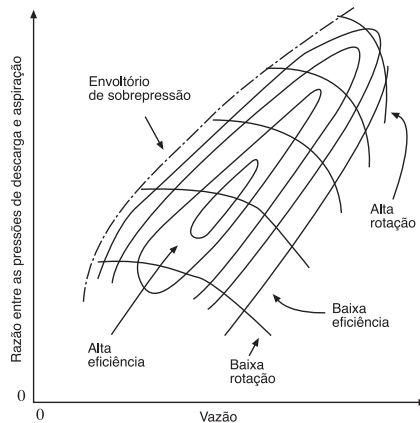



Figura 3.16 - Desempenho de um compressor centrífugo

O torque que o rotor de um compressor centrífugo exerce sobre fluido refrigerante é dado por:

$$T = \dot{m}\left(V_{2t}\, r_2 - V_{1t}\, r_1\right) \tag{3.12}$$

em que:
- T Torque, N.m
- $\dot{m}$ Vazão em massa, kg/s;
- V_{2t} Velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor, m/s;
- r_2 Raio externo do rotor, m;
- V_{1t} Velocidade tangencial do refrigerante na entrada do rotor, m/s; e
- r_1 Raio médio da seção de entrada do rotor, m.

Para uma entrada axial do refrigerante no rotor ($V_{1t} = 0$), tem-se:

$$T = \dot{m}\, V_{2t}\, r_2 \tag{3.13}$$

A potência no eixo é o produto do torque pela rotação.

$$\dot{W} = T\omega = \dot{m}\, V_{2t}\, r_2\, \omega \tag{3.14}$$

em que W é a potência em Watts e (é a rotação em rad/s.

Admitindo-se que a velocidade periférica do rotor seja igual velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor, tem se:

$$r_2\, \omega = V_{2t} \tag{3.15}$$

A potência pode ser escrita como:

$$\dot{W} = \dot{m}\, V_{2t}^{\,2} \tag{3.16}$$

Controle de capacidade

Os métodos mais eficientes utilizados no controle de capacidade de compressores centrífugos são:

- regulagem das pás de pré-rotação na entrada do rotor; e
- variação da rotação.

Pode-se ainda desviar o refrigerante da descarga do compressor para aspiração. Porém, este não é um método eficiente.

Em compressores centrífugos acionados por turbina a gás ou vapor, o controle de capacidade pode ser feito pela variação da rotação.

3.1.5 Compressores scroll

O compressor Scroll foi inventado em 1905 pelo engenheiro francês Léon Creux. Na época, a tecnologia disponível não era avançada o suficiente para permitir a fabricação de um protótipo, devido a, principalmente, problemas de vedação. Para um funcionamento efetivo, o compressor Scroll requer tolerâncias de fabricação muito pequenas, que foram atendidas apenas a partir da segunda metade do século 20, com o desenvolvimento de novas tecnologias de máquinas operatrizes e processos de manufatura.

O princípio de funcionamento do compressor Scroll, baseado num movimento orbital, difere fundamentalmente do tradicional compressor a pistão, baseado num movimento alternativo, apresentando diversas vantagens como:

- eficiência de 5 a 10 % maior que um compressor alternativo de igual capacidade;
- ausência de válvulas;
- menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo;
- operação suave e silenciosa; e
- baixa variação de torque com conseqüente aumento da vida útil e redução de vibração.

A Figura 3.17 apresenta um compressor Scroll indicando seus diversos componentes.

Princípio de funcionamento

Para realizar o trabalho de compressão, o compressor Scroll possui duas peças em forma de espiral, conforme a Figura 3.18, encaixadas face a face, uma sobre a outra. A espi-

ral superior é fixa e apresenta uma abertura para a saída do gás. A espiral inferior é móvel, acionada por um motor com eixo excêntrico.

A sucção do gás ocorre na extremidade do conjunto de espirais e a descarga ocorre através da abertura da espiral fixa (Figura 3.19). A espiral superior possui selos que deslizam sobre a espiral inferior, atuando de maneira semelhante aos anéis do pistão de um compressor alternativo, garantindo a vedação do gás entre as superfícies de contato das espirais.

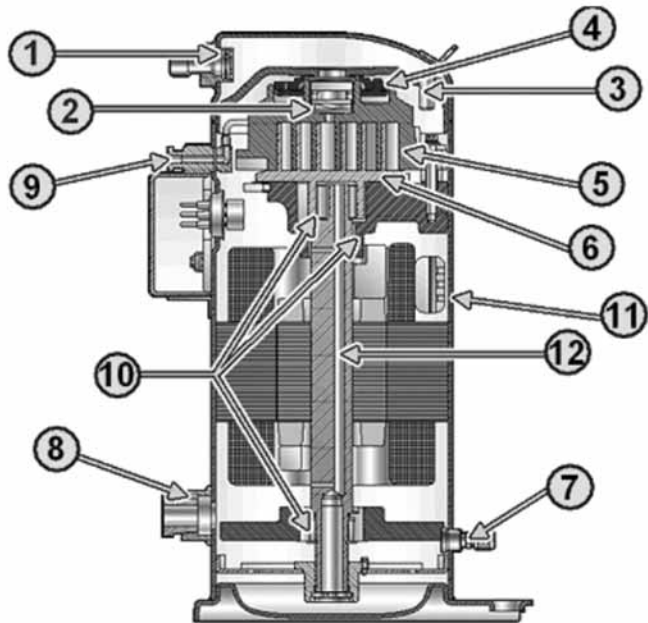



Figura 3.17 - Compressor Scroll e componentes

Figura 3.18 - Espirais do compressor Scroll

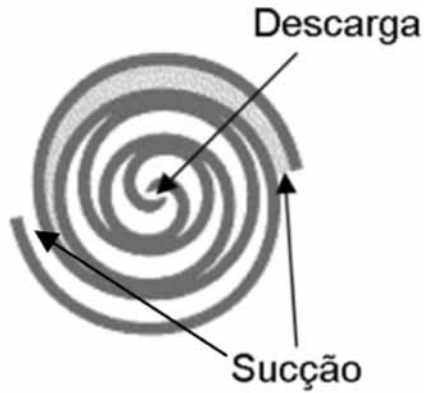



Figura 3.19 - Sucção e descarga nas espirais

Como ilustrado na Figura 3.20, o processo de compressão ocorre da seguinte forma:

1 - Durante a fase de sucção, o gás entra pela lateral da espiral.

2 - As superfícies das espirais na periferia se encontram, formando bolsas de gás.

3 - Na fase de compressão, o volume da bolsa de gás é progressivamente reduzido e o gás caminha para o centro das espirais.

4 - O volume da bolsa de gás é reduzido ainda mais. O gás caminha para o centro e a compressão continua.

5 - Na fase de descarga, o volume na parte central das espirais é reduzido a zero, forçando o gás a sair pela abertura de descarga.

Figura 3.20 - Processo de compressão em um compressor Scroll

Capacidade e eficiência dos compressores Scroll

A capacidade de refrigeração dos compressores Scroll, para sistemas de expansão direta, está na faixa de 1 a 15 TR (52,3 kW). Para resfriadores (Chiller), está na faixa de 10 a 60 TR (35 a 210kW). Os compressores Scroll possuem alta eficiência volumétrica, variando de 96,9 a 93,6% para um aumento de relação de pressão de 2,77 para 3,58. Para relações de pressão em torno de 3, a eficiência isentrópica é de 70%. Os compressores Scroll possuem maior COP (3,35) em relação aos compressores rotativos e alternativos.

O HCFC-22 é o refrigerante utilizado atualmente em compressores Scroll. Os refrigerantes HFC-407C e HFC-410A são, em longo prazo, seus substitutos. O ano previsto para o fim da fabricação do refrigerante HCFC-22 em países desenvolvidos é 2020. Já em países em desenvolvimento, tal refrigerante deixará de ser fabricado em 2040.

Seleção do compressor

A seleção do compressor mais eficiente para uma determinada aplicação envolve vários aspectos, entre eles:

- condições de operação;
- capacidade requerida; e
- curva de carga (variação e controle de capacidade).

Para sistemas de pequena capacidade, com compressores acionados por motores elétricos com potência de até 5 kW, tais como pequenas câmaras frias, pequenos chillers e outras aplicações comerciais, pode-se usar a figura 3.21 com indicativo, porém a seleção final deve ser analisada caso a caso.

Para compressores de grande capacidade, as opções são os alternativos e os parafusos, abertos e semi-herméticos, ou, em alguns casos, os centrífugos. A opção mais eficiente não pode ser definida facilmente, e diferentes opções devem ser investigadas, determinando-se o consumo dos equipamentos por meio de dados dos fabricantes.

A Tabela 3.1 a mostra a comparação entre compressores alternativos e os parafuso, abertos e semi-herméticos, para duas condições de operação e utilizando o refrigerante R407c. Os dados mostrados a seguir foram obtidos dos fabricantes dos equipamentos para as condições mostradas e considerando subresfriamento de 5ºC e superaquecimento de 8 ºC.

TABELA 3.1 - COMPARAÇÃO ENTRE COMPRESSORES ALTERNATIVOS E PARAFUSO

T_O = 0 ºC / T_C = 50 ºC	CAPACIDADE KW	POTÊNCIA KW	COP -
Alternativo - Aberto	63,0	22,39	2,81
Alternativo - Semi-hermético	60,2	20,41	2,95
Parafuso - Aberto	63,0	24,98	2,52
Parafuso - Semi-hermético	57,1	24,10	2,27
T_O = -15 ºC / T_C = 40 ºC			
Alternativo - Aberto	55,7	24,19	2,30
Alternativo - Semi-hermético	53,4	21,96	2,43
Parafuso - Aberto	56,0	25,89	2,16
Parafuso - Semi-hermético	53,1	23,86	2,22

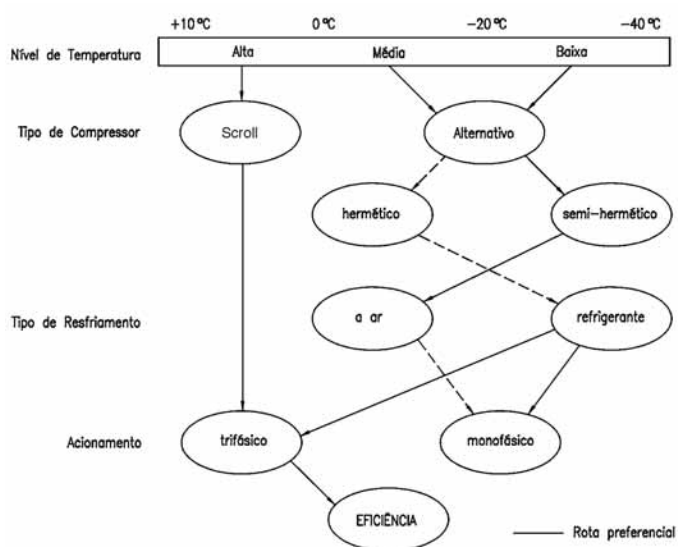



Figura 3.21 - Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5 kW)

No exemplo da Tabela 3.1, o compressor mais eficiente e, portanto, o indicado seria o semi-hermético alternativo. Os resultados mostrados acima poderiam ser completamente diferentes para outras situações, dependendo de:

- capacidade do sistema (capacidade dos motores e dos compressores parafuso aumenta com a capacidade);
- condições de operação; e
- refrigerante.

3.2 Condensadores

3.2.1 Capacidade dos condensadores

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa, porque o vapor de fluido frigorífico entra no condensador superaquecido e, quando atinge o início da condensação, após o início de resfriamento, a fração de líquido e de vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

Considere a Figura 3.22, na qual é mostrado o perfil de temperaturas do refrigerante e do meio de resfriamento (no caso, o ar) de um dado condensador. Considerando-se que neste processo o meio de resfriamento não muda de fase, pode-se escrever pela Primeira Lei da Termodinâmica que:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a \, c_p \left(T_{sa} - T_{ea}\right) \tag{3.17}$$

em que: $\dot{Q}_c$ é o calor recebido pelo meio de resfriamento (ar ou água);

$\dot{m}_a$ é a vazão em massa do meio de resfriamento;

c_p é o calor específico, a pressão constante, do meio de resfriamento;

T_{sa} é a temperatura na qual o meio de resfriamento deixa o condensador;

e

T_{ea} é a temperatura na qual o meio de resfriamento entra no condensador.

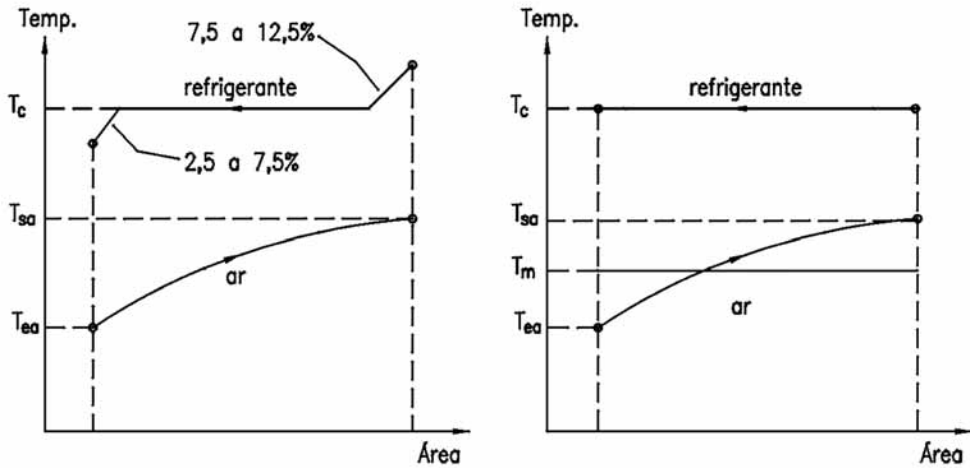



Figura 3.22 - Variação de temperatura do refrigerante e do meio de resfriamento de um condensador

Para o comportamento do condensador, enquanto trocador de calor, pode-se utilizar a equação 3.18 para expressar o fluxo de calor trocado, em que U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor e ΔTml é a diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante e o meio de resfriamento, dada pela equação 3.19.

$$\dot{Q}_c = U\ A\ \Delta T_{ml} \tag{3.18}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_c - T_{ea}) - (T_c - T_{sa})}{\ln\left(\frac{(T_c - T_{ea})}{(T_c - T_{sa})}\right)} = \frac{T_{sa} - T_{es}}{\ln\left(\frac{(T_c - T_{ea})}{(T_c - T_{sa})}\right)} \tag{3.19}$$

Utilizando-se uma análise simplificada, mas suficiente para o propósito deste texto, que usa como base a temperatura média do meio de resfriamento, como mostrado na Figura 3.22, pode-se escrever que a temperatura média logarítmica é aproximadamente igual a:

$$\Delta T_{ml} = T_c - T_m \qquad T_m = \frac{T_{sa} + T_{ea}}{2} \tag{3.20}$$

Combinando-se as equações acima, obtém-se uma expressão que permite calcular o fluxo de calor no condensador a partir da temperatura de condensação e da temperatura de entrada do meio de resfriamento no condensador. Assim, tem-se:

$$\dot{Q}_c = \frac{2\,\dot{m}_a\,c_p\,U\,A}{\left(UA + 2\,\dot{m}_a\,c_p\right)}\left(T_c - T_{ea}\right) \tag{3.21}$$

Para um dado fluxo mássico do meio de resfriamento e nas condições de projeto do trocador de calor, o coeficiente global de transferência de calor, U, é praticamente constante. Assim, para essas condições, infere-se da equação 3.21 que o calor transferido por um dado trocador de calor é função direta da diferença de temperatura, (T_C - T_{ea}); respectivamente, temperatura de condensação e temperatura de entrada do meio de resfriamento no condensador, que pode ser ar ou água. Com essas considerações, a equação 3.21 pode ser escrita como mostrado a seguir, em que Fcond é o fluxo de calor por diferença unitária de temperatura, também chamado de "fator de troca de calor do condensador", um parâmetro encontrado com freqüência nos catálogos de fabricantes destes equipamentos.

$$\dot{Q}_c = F_{cond}\left(T_c - T_{ea}\right) \tag{3.22}$$

Na realidade, para as condições de fluxo mássico do meio de resfriamento diferentes das condições de projeto do condensador o coeficiente global de transferência de calor varia com o fluxo mássico. Conseqüentemente, o fator de troca de calor do condensador também varia. A Figura 3.23 mostra uma curva típica do fator do condensador (Fcond) em função da vazão de água, para um dado condensador.

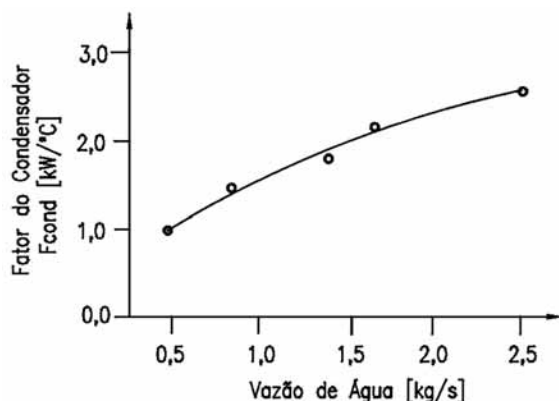



Figura 3.23 - Fator de troca de calor de um condensador, em função do fluxo mássico de água

As características típicas dos condensadores resfriados a ar e a água são mostradas nas figuras 3.24 e 3.25. A Figura 3.24 (a) mostra a capacidade frigorífica de um determinado condensador quando integrado a um sistema frigorífico, em função da temperatura de condensação e da temperatura de entrada do ar de resfriamento do condensador. Na Figura 3.24 (b) tem-se a capacidade de rejeição de calor por metro quadrado de área de face em função da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de entrada do ar no condensador, para diferentes velocidades de face.

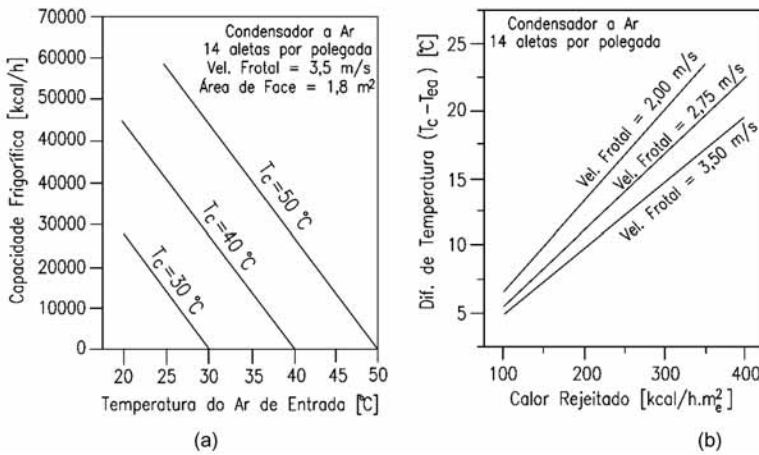



Figura 3.24 - Características típicas de condensadores resfriados a ar

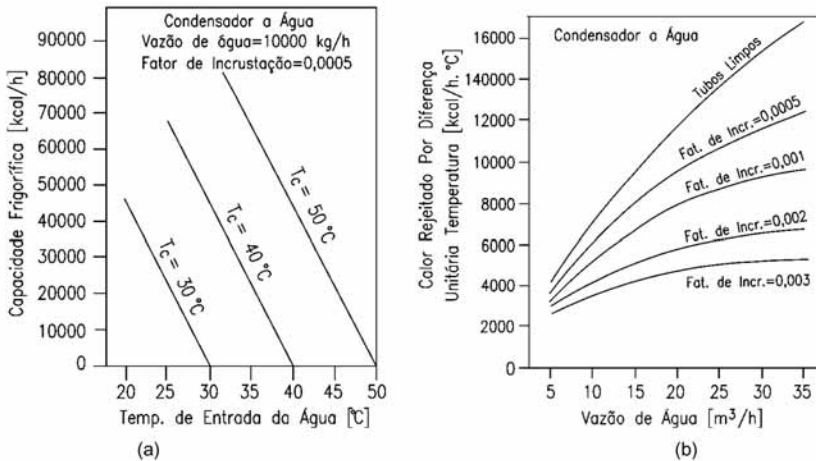



Figura 3.25 - Características típicas de condensadores resfriados a água

A Figura 3.25 (a) mostra a capacidade frigorífica de um determinado condensador a água quando operando em um sistema frigorífico em função da temperatura de condensação e da temperatura de entrada da água no condensador. Na Figura 3.25 (b), tem-se o calor rejeitado por diferença unitária de temperatura em função da vazão de água de condensação, para diferentes fatores de incrustação. Como visto, à medida que aumenta o fator de incrustação a capacidade de rejeição de calor do condensador diminui.

3.2.2 Características dos condensadores

Condensadores resfriados a Ar

Para a seleção de condensadores resfriados a ar devem ser levados em consideração diversos fatores, tais como: consumo de energia, instalação, disponibilidade e nível de ruído.

Os condensadores resfriados a ar são normalmente utilizados como parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar também podem ser aplicados nas situações em que não é econômica a utilização de sistemas resfriados a água, devido ao alto custo ou à indisponibilidade da água. A faixa de capacidades mais comum destes condensadores cobre a gama de valores de 1 a 100 TR (7 a 352 kW), porém é usual a sua montagem em paralelo, atingindo capacidades bastante superiores.

Para um determinado compressor e para uma determinada temperatura do ar de resfriamento que entra no condensador, aumenta-se a pressão de condensação e diminui-se a capacidade frigorífica com a diminuição do tamanho do condensador. O aumento da temperatura do ar de resfriamento também resulta nos mesmos efeitos acima, para um determinado condensador.

A temperatura de condensação deve ser fixada em um valor entre 11ºC e 15ºC maior que a temperatura de bulbo seco do ar que entra no condensador. Do ponto de vista econômico, o valor ótimo da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar que deixa o condensador deve estar entre 3,5 e 5,5ºC.

Recomenda-se que, em qualquer situação, a temperatura de condensação nunca seja superior a 55ºC. No entanto, para garantir a eficiência do sistema de compressão e, ao mesmo tempo, obter uma maior vida útil dos compressores, a temperatura de condensação não deve ser maior que:

- 48ºC, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for maior ou igual a 0ºC; e
- 43ºC, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for menor que 0ºC.

Os condensadores a ar devem ser instalados em nível elevado, em relação ao solo, para prevenir a acumulação de sujeira sobre as serpentinas. Deve-se sempre garantir que existam aberturas adequadas e livres de qualquer obstrução para a entrada de ar frio e para a saída do ar quente. As entradas de ar devem ser localizadas longe do lado de descarga do ar, para evitar a aspiração de ar quente pelos ventiladores (curto-circuito do ar).

Devido à grande quantidade de ar manejada por estes condensadores, eles geralmente são bastante barulhentos. Assim, quando da sua instalação devem ser levadas em consideração as normas locais sobre os níveis máximos de ruído permitidos. Em algumas situações, especialmente em zonas residenciais em centros urbanos, deverão ser empregados sistemas para controle da rotação dos ventiladores (motores de duas velocidades ou inversores de freqüência), os quais atuariam no período noturno, reduzindo a rotação dos ventiladores e, conseqüentemente, o ruído emitido por estes condensadores.

Em sistemas que usam válvulas de expansão termostáticas, a pressão de condensação deve ser mantida relativamente constante. Temperaturas ambientes, isto é, temperaturas de entrada do ar no condensador, muito baixas podem resultar em pressão de condensação tão baixa que as válvulas de expansão dos evaporadores não operarão corretamente. Em climas moderados, o controle da operação dos ventiladores (liga-desliga) pode manter a pressão de condensação nos níveis fixados no projeto, garantindo a correta operação das válvulas de expansão. Em climas mais frios, podem ser necessários outros sistemas automáticos para controle da pressão de condensação, por exemplo:

- instalação de dampers para controlar a vazão de ar de resfriamento dos condensadores; e
- instalação de válvulas de estrangulamento que controlam a pressão de condensação reduzindo o fluxo de líquido do condensador. Assim, há inundação de parte do condensador, reduzindo a superfície de condensação útil.

Condensadores resfriados a água

Condensadores resfriados a água, quando limpos e corretamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores resfriados a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Normalmente, estes condensadores utilizam água proveniente de uma torre de resfriamento. A temperatura de condensação, por sua vez, deve ser fixada em um valor entre 5,0ºC e 8,0ºC maior que a temperatura da água que entra no condensador, isto é, da água que deixa a torre.

Quatro tipos de condensadores resfriados a água são discutidos abaixo, considerando os aspectos relacionados a sua aplicação e economia.

Condensador duplo tubo

Este tipo de condensador é formado por dois tubos concêntricos, geralmente de 1 1/4" para o tubo interno e de 2" para o externo. O tubo por onde circula a água é montado dentro do tubo de maior diâmetro. O fluído frigorífico, por sua vez, circula em contracorrente no espaço anular formado pelos dois tubos, sendo resfriado ao mesmo tempo pela água e pelo ar que está em contato com a superfície externa do tubo de maior diâmetro. Estes condensadores são normalmente utilizados em unidades de pequena capacidade ou como condensadores auxiliares, operando em paralelo com condensadores a ar, somente nos períodos de carga térmica muito elevada. Esses condensadores são difíceis de se limpar e não fornecem espaço suficiente para a separação de gás e líquido.

Condensador carcaça e serpentina (Shell and Coil)

Este tipo de condensador é constituído por um ou mais tubos, enrolados em forma de serpentina, que são montados dentro de uma carcaça fechada (Figura 3.27). A água de resfriamento flui por dentro dos tubos, enquanto o refrigerante a ser condensado escoa pela carcaça. Embora, sejam de fácil fabricação, a limpeza destes condensadores é mais complicada, sendo efetuada por meio de produtos químicos (solução com 25% de HCl em água, com inibidor). É usado em unidades de pequena e média capacidade, tipicamente até 15 TR.

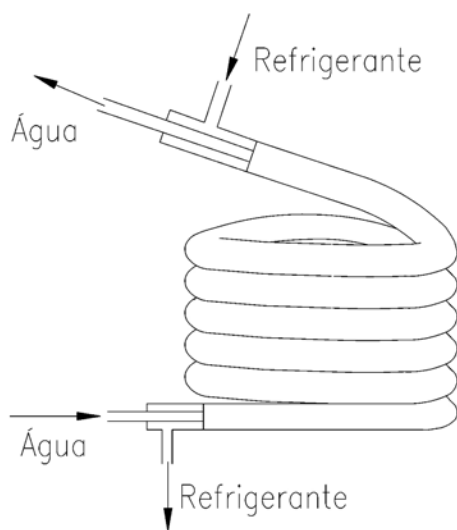



Figura 3.26 - Condensador duplo tubo

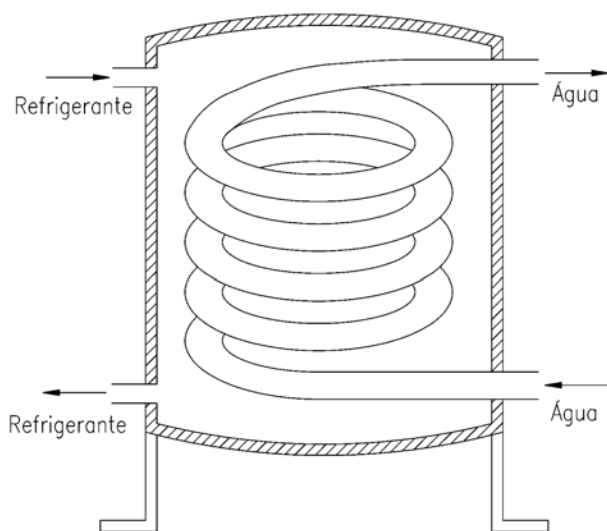



Figura 3.27 - Carcaça e serpentina (shell and coil)

Condensador carcaça e tubo (Shell and tube)

Este tipo de condensador é constituído de uma carcaça cilíndrica, na qual é instalada determinada quantidade de tubos horizontais e paralelos, conectados a duas placas dispostas em ambas as extremidades (Figura 3.28). A água de resfriamento circula por dentro dos tubos e o refrigerante escoa dentro da carcaça, em volta dos tubos. Os tubos são de cobre e os espelhos de aço são para hidrocarbonetos halogenados. Para amônia, tanto os tubos como os espelhos devem ser de aço. É de fácil limpeza (por varetamento) e manutenção. É fabricado para uma vasta gama de capacidades, sendo amplamente utilizado em pequenos e grandes sistemas de refrigeração.

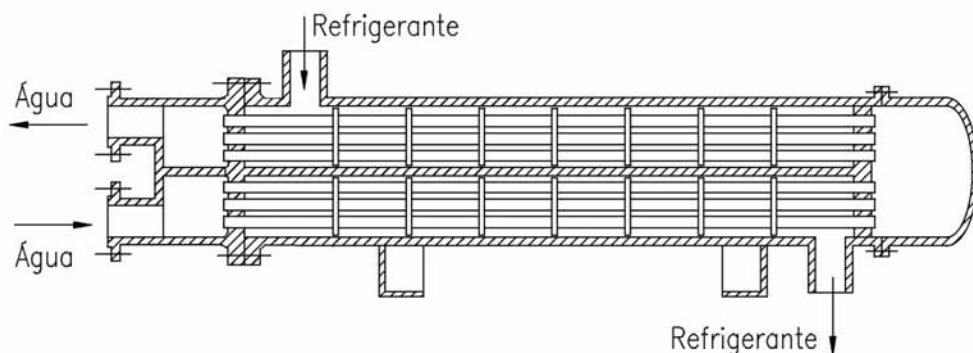



Figura 3.28 - Condensador carcaça e tubo (shell and tube)

A velocidade ótima da água em um condensador Shell and Tube deve ser da ordem de 1,0 a 2,0 m/s. Nunca deve ultrapassar 2,5 m/s. O fluxo de água deve ser de cerca de 0,10 a 0,15 l/s por tonelada de refrigeração. Este fluxo de água deve ser distribuído entre os tubos, de forma a não exceder a velocidade indicada acima.

Para a seleção econômica desses condensadores, devem ser considerados os fatores listados abaixo, que afetam os custos iniciais e operacionais do sistema.

1) Aumentando-se o tamanho de um condensador, aumenta-se a eficiência do compressor, mas, ao mesmo tempo, seu custo inicial também aumentará.

2) Aumentando-se o fluxo de água de resfriamento, aumenta-se a capacidade de condensador, porém também aumentam-se o custo de bombeamento da água e o seu consumo.

3) Reduzindo-se o diâmetro da carcaça e aumentando-se o comprimento dos tubos, reduz-se o custo inicial do condensador, mas aumenta-se a perda de carga no circuito de água.

4) O fator incrustação (fouling factor), que está associado a uma resistência térmica adicional devido à formação de incrustações, depende da qualidade da água. Geralmente, para condensadores novos que operam com água de boa qualidade, considera-se um fator de incrustação da ordem de 0,000044 m^2. ºC/W (0.00025 h.ft^2.ºF/Btu).

TABELA 3.2- AUMENTO DA SUPERFÍCIE DE TRANSFERÊNCIA PARA COMPENSAR O FATOR DE INCRUSTAÇÃO

FATOR DE INCRUSTAÇÃO [m^2.K/W]	ESPESSURA MÉDIA DA INCRUSTAÇÃO [mm]	AUMENTO DE ÁREA NECESSÁRIO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR [%]
Tubos Limpos	0,0000	0%
0,00004	0,1524	45%
0,00017	0,3048	85%
0,00035	0,5558	170%
0,00052	0,9144	250%

Para sistemas com baixa qualidade da água de resfriamento (grande quantidade de sais dissolvidos ou compostos orgânicos), deve ser considerado fator de incrustação ainda mais elevado. Os condensadores selecionados para um fator de incrustação mais elevado serão mais caros. Isto pode ser observado na Tabela 3.2, que mostra de quanto dever ser aumentada a superfície de transferência de calor para compensar o aumento do fator de incrustação, para uma mesma taxa de transferência de calor.

Condensador de placa

Este tipo de condensador é geralmente constituído de placas de aço inox ou, em casos especiais, de outro material, de pequena espessura (0,4 a 0,8 mm). As placas são montadas paralelamente umas as outras, com um pequeno afastamento (1,5 a 3,0 mm). A água de resfriamento e o fluído frigorífico circulam entre espaços alternados, formados pelas placas.

Este trocador de calor começa a ser utilizado cada vez mais, devido ao seu elevado coeficiente global de transferência de calor (2500 a 4500 W/m^2 ºC), porém seu uso ainda é restrito na refrigeração industrial.

Apresenta-se em dois tipos: placas soldadas (brazed), empregados para refrigerantes halogenados; e placas duplas soldadas a laser, montadas em estrutura metálica, os quais são empregados para amônia. Estes últimos apresentam a vantagem da facilidade de aumento de sua capacidade, pela simples inclusão de placas.

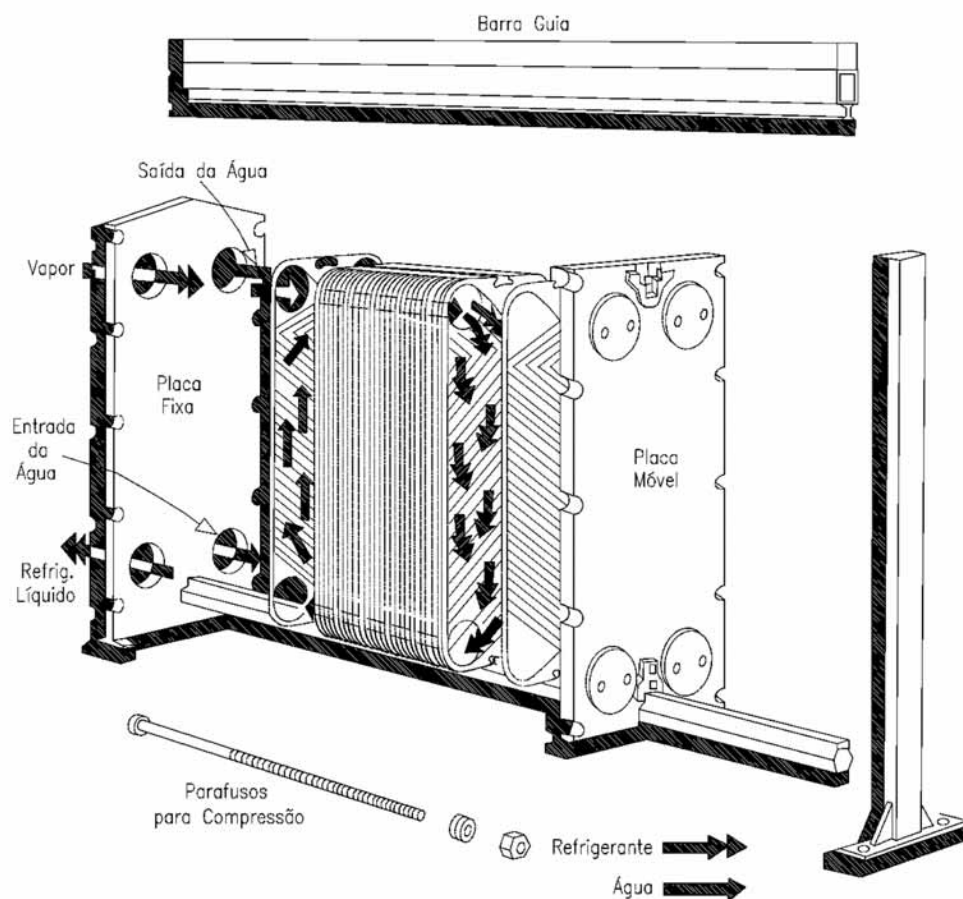



Figura 3.29 - Condensador de placas

Condensadores evaporativos

Este tipo de condensador é formado por uma espécie de torre de resfriamento de tiragem mecânica, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoa o fluído frigorífico (Figura 3.30). No topo destes condensadores são instalados bicos injetores que pulverizam água sobre a tubulação de refrigerante. A água escoa, em contracorrente com o ar, em direção à bacia do condensador. O contato da água com a tubulação por onde escoa o refrigerante provoca a sua condensação. Ao mesmo tempo, uma parcela da água evapora e, num mecanismo combinado de transferência de calor e massa entre a água e o ar, esta última é também resfriada. A água que chega à bacia do condensador é recirculada por uma bomba, e a quantidade de água é mantida por meio de um controle de nível (válvula de bóia), acoplado a uma tubulação de reposição.

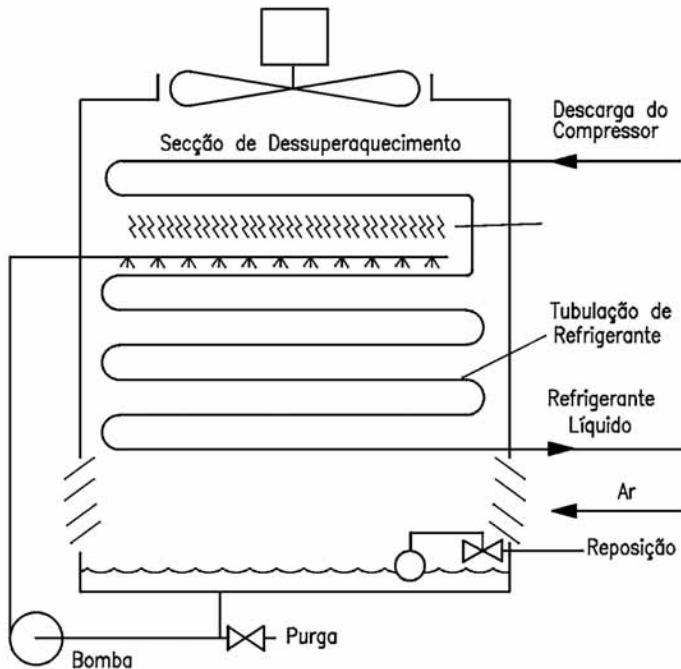



Figura 3.30 - Condensador evaporativo

O consumo total de água neste tipo de condensador (por evaporação, arraste e drenagem) é da ordem de 8,8 a 12,1 l/h por tonelada de refrigeração. Geralmente, os condensadores evaporativos são selecionados com base em uma diferença de 10 a 15ºC, entre a

temperatura de condensação e a temperatura de bulbo úmido do ar que entra no condensador. As menores diferenças de temperatura resultarão em menor consumo de potência, uma vez que a temperatura de condensação será mais baixa.

O contato da água com as regiões de elevada temperatura da serpentina, onde o fluído frigorífico ainda se encontra superaquecido, pode provocar a formação excessiva de incrustações sobre a superfície dos tubos. Assim, em alguns condensadores evaporativos instala-se uma primeira serpentina acima da região onde a água é borrifada. Esta serpentina, chamada de "dessuperaquecedor", tem a função de reduzir a temperatura do refrigerante pela troca de calor com o ar saturado que deixa o condensador, o que reduz a formação de incrustações na região onde há água.

Em alguns condensadores evaporativos, é adicionada ainda uma serpentina para promover o sub-resfriamento do refrigerante líquido, a uma temperatura inferior à temperatura de condensação. Embora o sub-resfriamento do líquido aumente a capacidade de refrigeração total, seu principal benefício é a redução da possibilidade de formação de vapor na linha de líquido, devido à queda de pressão nesta linha.

Comparação entre os tipos de condensadores

Por último, cabe efetuar uma análise das temperaturas de condensação típicas resultantes da utilização de condensadores resfriados a ar, água e evaporativos. Como pode ser observado na Figura 3.31, a utilização de condensadores a água em sistema aberto, isto é, utilizando-se água proveniente, por exemplo, de um rio, resulta em menores temperaturas de condensação. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a intensa formação de incrustações e da disponibilidade de água, a qual, na grande maioria das vezes, não existe.

Considerando uma ordem crescente de temperaturas de condensação, aparecem em seguida os condensadores evaporativos, os resfriados a água em sistema fechado e os resfriados a ar, sendo estes os mais empregados para sistemas com capacidades inferiores a 100 kW.

Comparando-se os sistemas com condensadores evaporativos com condensadores resfriados a água em sistema fechado, isto é, com torre de resfriamento, observa-se que os evaporativos resultam em menores temperaturas de condensação, em decorrência da existência de somente um diferencial de temperatura. Uma vantagem adicional dos condensadores evaporativos é que a bomba de água destes condensadores é de menor capacidade que a requerida pelos condensadores resfriados a água, o que resulta em menor consumo de energia. No entanto, os condensadores evaporativos devem estar localizados próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (conexão entre o compressor e o condensador).

Reservatórios de líquidos

Em condensadores shell and tube, o próprio condensador, isto é, o espaço entre a carcaça e os tubos, pode ser usado como reservatório para armazenamento do refrigerante condensado. Em condensadores resfriados a ar, duplo tubo e evaporativos, deve-se instalar um reservatório separado, pois estes condensadores não têm volume suficiente para armazenar o fluido frigorífico.

Todo sistema de refrigeração deve ter um reservatório com volume suficiente para armazenar a carga total de refrigerante, durante as paradas para manutenção ou devido à sazonalidade do processo de produção do qual faz parte o sistema frigorífico. A carga total de refrigerante não deve ocupar área maior que 90% do volume do reservatório, para uma temperatura de armazenamento não superior a 40ºC; para temperaturas de armazenamento maiores que 40ºC, a carga de refrigerante não deve ser superior a 80% do volume do reservatório.

Figura 3.31 - Temperaturas de condensação típicas

3.3 Evaporadores

3.3.1 Capacidade dos evaporadores

Seguindo o mesmo procedimento realizado para os condensadores, será mostrada neste item a variação de temperaturas do refrigerante e do meio a ser resfriado - no caso, o ar - em um dado evaporador de um sistema frigorífico (Figura 3.32).

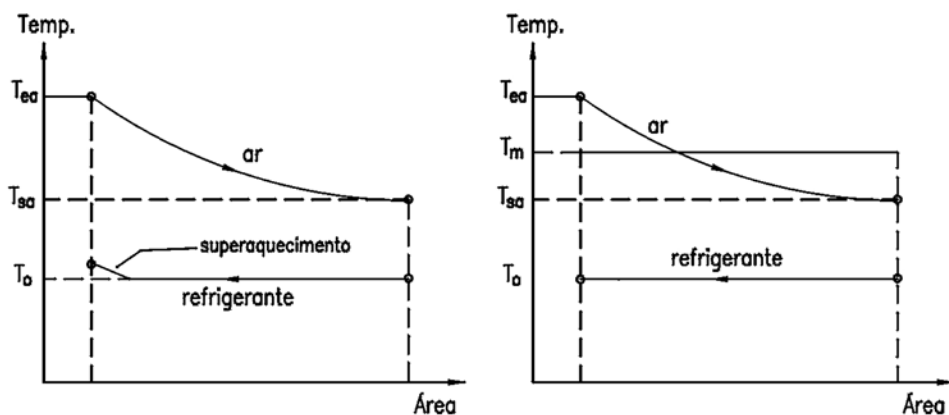



Figura 3.32 - Variação de temperaturas do refrigerante e do ar em um dado evaporador

Considerando-se que neste processo não ocorre condensação do vapor de água do ar, pode-se escrever pela Primeira lei da termodinâmica, que:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_a \, c_p \left(T_{ea} - T_{sa}\right) \tag{3.23}$$

em que: $\dot{Q}_o$ é a capacidade frigorífica do evaporador (serpentina);
$\dot{m}_a$ é a vazão em massa do fluído a ser resfriado (água ou ar);
c_p é o calor específico, a pressão constante, do fluído a ser resfriado;
T_{ea} é a temperatura na qual o fluído a ser resfriado entra no evaporador;
e
T_{sa} é a temperatura na qual o fluído a ser resfriado deixa o evaporador.

Do ponto de vista do evaporador, enquanto trocador de calor, pode-se utilizar a equação 3.24 para calcular a sua capacidade frigorífica. Nesta equação, U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor e ΔTml é a diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante e o fluído a ser resfriado, dada pela equação 3.25.

$$\dot{Q}_o = U \; A \; \Delta T_{ml} \tag{3.24}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{ea} - T_o) - (T_{sa} - T_o)}{\ln\left(\frac{(T_{ea} - T_o)}{(T_{sa} - T_o)}\right)} = \frac{T_{ea} - T_{sa}}{\ln\left(\frac{(T_{sa} - T_o)}{(T_{sa} - T_o)}\right)} \tag{3.25}$$

Valendo-se de uma simplificação semelhante àquela utilizada para o condensador, pode-se calcular a diferença de temperatura média logarítmica em função da temperatura média do fluído a ser resfriado, como mostrada na Figura 3.32. Assim, tem-se:

$$\Delta T_{ml} = T_m - T_o \qquad\qquad T_m = \frac{T_{sa} + T_{ea}}{2} \tag{3.26}$$

Combinando-se as equações acima, obtém-se uma expressão que permite calcular a capacidade do evaporador a partir da temperatura de entrada do fluído no mesmo e da temperatura de evaporação, como mostra a equação 3.27.

$$\dot{Q}_o = \frac{2 \dot{m}_a \, c_p \, U A}{(U A \; + 2 \; \dot{m}_a \, c_p)} (T_{ea} - T_o) \tag{3.27}$$

Analogamente ao caso do condensador, pode-se escrever a equação 3.27 considerando-se a capacidade do evaporador por diferença unitária de temperatura (F_{evap}), também chamada de "fator de troca de calor do evaporador", o qual, para um dado fator de incrustação do evaporador, também varia em da vazão do fluído a ser resfriado.

$$\dot{Q}_o = F_{evap} \; (T_{ea} - T_o) \tag{3.28}$$

As características típicas de evaporadores para resfriamento de ar e água são mostradas nas figuras abaixo. Na Figura 3.33 (a), é mostrada a capacidade frigorífica de um determinado evaporador, em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar no evaporador, para dois valores típicos de velocidade de face. Na Figura 3.33 (b),

tem-se a capacidade frigorífica de um resfriador de água, em função da temperatura de evaporação e da temperatura da água que entra no evaporador, para uma vazão de água de 2,0 kg/s.

Quando ocorre condensação sobre a superfície da serpentina de resfriamento de ar, a capacidade das mesmas pode aumentar, tornando-se maior do que aquela dada pela equação 3.23. Alguns fabricantes destes equipamentos fornecem curvas para a correção da capacidade da serpentina, quando ocorre condensação de vapor de água sobre as mesmas.

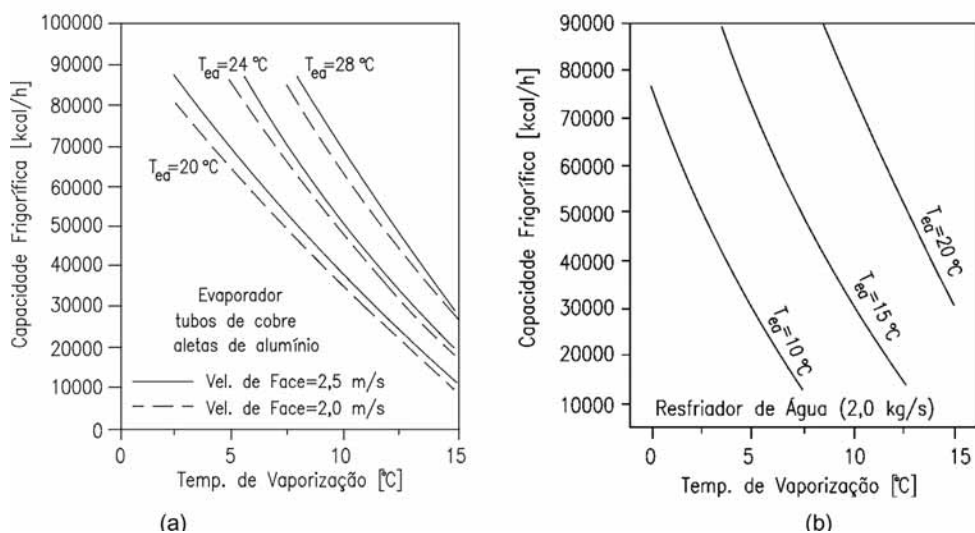



Figura 3.33 - Características típicas de evaporadores para resfriamento de ar e água

3.3.2 Classificação dos evaporadores quanto ao sistema de alimentação

Quanto ao seu sistema de alimentação, os evaporadores podem ser classificados em: seco e inundado.

Evaporador seco (ou de expansão direta)

O refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao ganhar calor em seu escoamento pelo interior dos tubos (Figura 3.34). Assim,

em uma parte do evaporador existe fluído frigorífico saturado (líquido + vapor) e na outra parte, fluído superaquecido. Este tipo de evaporador é bastante utilizado com fluídos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de pequena capacidade.

Sua principal desvantagem está relacionada com o seu relativamente baixo coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhadas com refrigerante e da superfície necessária para promover o superaquecimento.

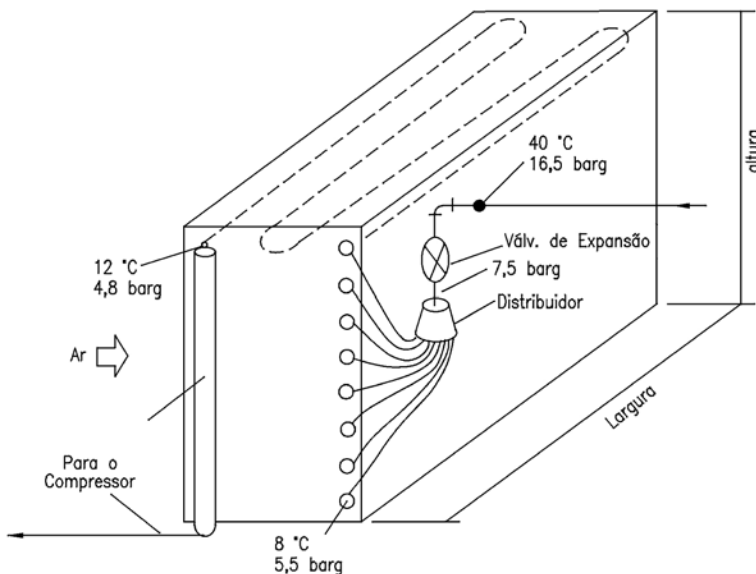



Figura 3.34 - Evaporadores de expansão direta

Evaporadores Inundados

O líquido, após ser admitido por uma válvula de expansão do tipo bóia, escoa através dos tubos da serpentina, removendo calor do meio a ser resfriado. Ao receber calor no evaporador, uma parte do refrigerante evapora, formando um mistura de líquido e vapor, a qual, ao sair do evaporador, é conduzida até um separador de líquido. Este separador, como o próprio nome diz, tem a função de separar a fase vapor da fase líquida. O refrigerante no estado de vapor saturado é aspirado pelo compressor, enquanto o líquido retor-

na para o evaporador, à medida que se faz necessário. Como existe líquido em contato com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efetiva toda a sua superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Este tipo de evaporador é muito usado em sistemas frigoríficos que utilizam amônia como refrigerante, porém seu emprego é limitado em sistemas com refrigerantes halogenados, devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor. Exige grandes quantidades de refrigerante e também possui custo inicial mais elevado.

Os evaporadores inundados podem ainda ter sua alimentação classificada em:

- Alimentação por gravidade. Os separadores de líquido, que podem ser individuais, parciais ou único, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação; e

- Recirculação de líquido. Os evaporadores são alimentados com fluído frigorífico líquido, geralmente por meio de uma bomba, em uma vazão maior que a taxa de vaporização. Portanto, o interior destes evaporadores também sempre contém fluído frigorífico líquido (Figura 3.35). A relação entre a quantidade de refrigerante que entra no evaporador e a quantidade de refrigerante que se evaporaria devido à carga aplicada é conhecida com “taxa de recirculação” (n). Alguns valores típicos desta taxa são mostrados na Tabela 3.3.

$$n = \frac{\text{vazão de refrigerante}}{\text{vazão evaporada}} \tag{3.29}$$

TABELA 3.3 - TAXAS DE RECIRCULAÇÃO TÍPICAS

FLUÍDO FRIGORÍFICO - ALIMENTAÇÃO	TAXA DE RECIRCULAÇÃO
Amônia -Alimentação por cima e tubos de grande diâmetro	6 a 7
Amônia - Alimentação normal e tubos de pequeno diâmetro	2 a 4
R12, R134a, R502.	2
R22 - Alimentação por cima	3

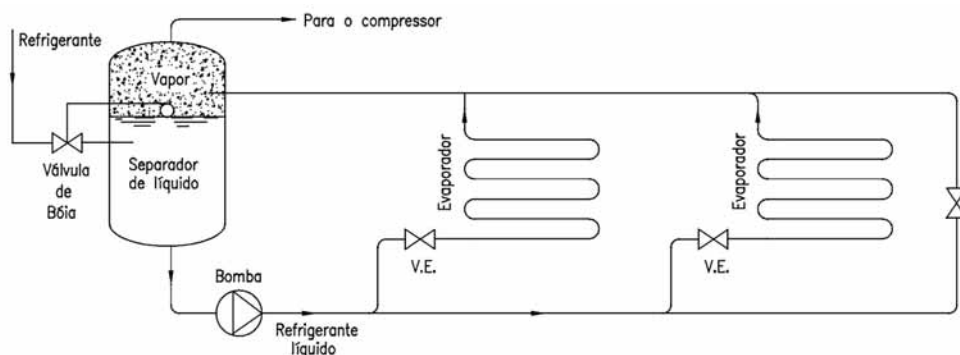



Figura 3.35 - Evaporador inundado com recirculação de líquido (por bomba)

3.3.3 Classificação dos evaporadores quanto ao fluído a resfriar

O evaporador é um dos quatro componentes principais de um sistema de refrigeração. Tem a finalidade de extrair calor do meio a ser resfriado; isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias. Assim, de acordo com a substância ou meio a ser resfriado, os evaporadores podem ser classificados em:

- Evaporador para ar;
- Evaporador para líquidos; e
- Evaporador de contato.

Evaporador para o resfriamento de ar

Neste tipo de evaporador, o fluído frigorífico, ao vaporizar no interior de tubos, aletados ou não, resfria diretamente o ar que escoa pela superfície externa do trocador de calor. O ar frio é então utilizado para resfriar os produtos contidos em um câmara, balcão frigorífico, sala climatizada, etc.

Quanto à circulação do ar, estes evaporadores podem ainda ser classificados em: evaporador com circulação natural; e evaporador com circulação forçada.

Evaporador com circulação natural do ar (convecção natural)

Pode ser constituído tanto de tubos lisos quanto de tubos aletados, tendo sido bastante utilizados em situações em que se deseja baixa velocidade do ar e elevada umidade relativa no ambiente refrigerado. Com a evolução dos sistemas de controle e de distribuição do ar nas câmaras frigoríficas, é atualmente pouco empregado.

Os coeficientes de transmissão de calor destes evaporadores são baixos, o que exige grandes áreas de troca de calor. Porém, por questões de limitação dos valores de perda de carga, não devem ser usados tubos muito longos, o que requer o emprego de tubos paralelos. Quanto ao formato de como são dobrados os tubos, há bastante variação entre fabricantes, sendo os principais dobramentos em forma de espiral cilíndrica, trombone, hélice ou zigue-zague.

Abaixo, são fornecidos valores típicos para os coeficientes globais de transferência de calor de evaporadores com circulação natural de ar:

- Tubos lisos: 14 a 21 W/m^{2}K
- Tubo aletados: 6 a 9 W/m^{2}K

Quanto aos materiais empregados em sua construção, os evaporadores de circulação natural podem ser construídos com tubos de cobre, aço ou, até mesmo alumínio. Em casos especiais, quando o meio no qual estão instalados é corrosivo, pode ser utilizado aço inoxidável. No caso de evaporador aletado, as aletas podem ser de alumínio, cobre ou aço inoxidável, também para aplicações especiais.

Este tipo de evaporador deve ser colocado na parte superior da câmara, junto ao teto, e devem ser instaladas bandejas para a coleta de condensado sob os mesmos, evitando o gotejamento de água sobre os produtos. Quando, por questões de espaço, não for possível a instalação somente no teto, podem também ser utilizadas as paredes, desde que os evaporadores sejam montados de forma a facilitar as correntes de convecção natural do ar no interior da câmara.

Evaporador com circulação forçada do ar

O evaporador com circulação forçada (unit coolers ou frigodifusores) é atualmente o tipo mais utilizado em câmaras frigoríficas, salas de processamento e túneis de congela-

mento, sendo constituídos, basicamente, por uma serpentina aletada e ventiladores, montados em um gabinete compacto (Figura 3.36).

Quanto à posição do ventilador em relação à serpentina aletada, pode ser classificado em:

- Draw-Through (ventilador succionando). Esta configuração permite maior alcance do fluxo de ar frio, porém o calor dissipado pelo motor do ventilador não é retirado imediatamente.

- Blow-Through (ventilador soprando). Embora o alcance desta configuração seja menor, o calor dissipado pelo motor do ventilador é retirado do ar imediatamente após a sua liberação.

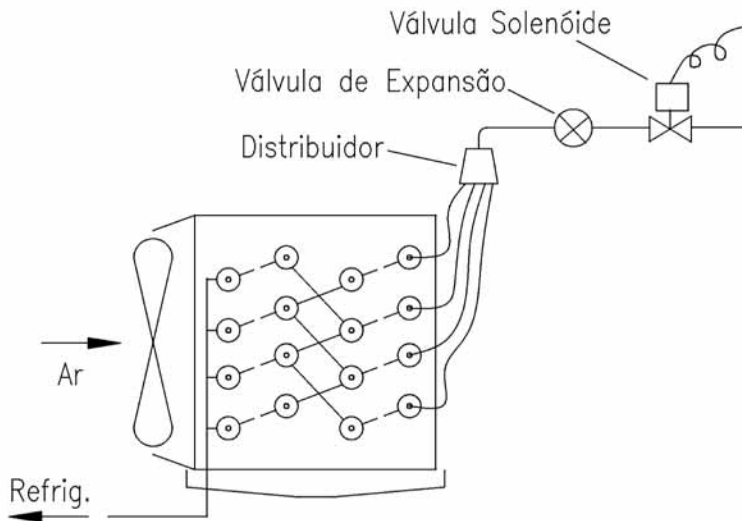



Figura 3.36 - Evaporador com circulação forçada do ar (ventilador soprando)

Um dos artifícios utilizados para melhorar o coeficiente de transmissão de calor de um evaporador seria o de molhar a sua superfície externa, pela aspersão de um líquido na forma de spray ou chuva, dando origem aos chamados "evaporadores de superfície úmida" (sprayed coil).

A aspersão de líquido, além de manter a serpentina sempre limpa, também apresenta as seguintes finalidades: aumentar a umidade relativa do ambiente, para temperatu-

ras acima de 0ºC. Utiliza-se a aspersão de água; e eliminar a formação de gelo e, conseqüentemente, reduzir o tempo e perda de energia no degelo. Utiliza-se a aspersão de glicol ou salmoura.

Quando não há aspersão de líquido sobre a superfície externa do evaporador, este é dito "de superfície seca". Isto não significa que a superfície esteja sempre seca. Na verdade, ela pode estar molhada com vapor de água condensado, para temperaturas positivas, ou pode ter gelo, para temperaturas negativas. O que significa é que não existe qualquer aspersão intencional de líquido sobre o evaporador.

Comportamento em função de parâmetros dimensionais e operacionais

Os principais parâmetros que influenciam o comportamento dos evaporadores para resfriamento de ar são:

- área de face (e velocidade de face);
- quantidade de aletas por unidade de comprimento;
- profundidade da serpentina, no sentido do ar;
- temperatura do refrigerante; e
- vazão de ar.

A área de face de um evaporador, que corresponde ao produto da sua altura pela sua largura, determina a velocidade de face, que, por sua vez, influencia o coeficiente global de transferência de calor, na variação de temperatura do ar e na redução da sua umidade. Reduzindo-se a área de face, aumenta-se a velocidade de face, e o coeficiente global de transferência de calor aumenta até um determinado valor, a partir do qual não ocorrem mais aumentos significativos. A variação de temperatura do ar diminui com o aumento da velocidade de face, e a umidade do ar na saída da serpentina aumenta.

Normalmente, são utilizados valores usuais de velocidade de face da ordem de 2,0 a 4,0 m/s. Para evitar o arraste de gotas de água condensada, este valor não deve ser superior 3,0 m/s para serpentinas simples e 3,5 m/s para serpentinas com eliminadores de gotas.

As aletas, que servem como superfícies secundárias de transferência de calor, têm o efeito de aumentar a superfície efetiva do evaporador, melhorando a sua eficiência. A fixação das aletas deve obedecer a técnicas apuradas para que seja mantido um íntimo contato da aleta com o tubo. Normalmente, as aletas são perfuradas, montadas no tubo. Posteriormente, é feita a expansão mecânica ou hidráulica do tubo.

O tamanho e o espaçamento das aletas dependem da aplicação para a qual a serpentina foi projetada e do diâmetro dos tubos. Tubos de pequeno diâmetro requerem aletas pequenas. Para aplicações em refrigeração industrial, o número de aletas de uma serpentina varia de 4 a 6 aletas por polegada, para temperaturas acima de 0ºC, e no máximo de 2,5 aletas por polegada para temperaturas abaixo de 0ºC. Em serpentinas projetadas para condicionamento de ar, que trabalham com temperaturas elevadas, este número pode ser de 12 a 15 aletas por polegada.

Aumentando-se o número de aletas por unidade de comprimento, isto é, diminuindo-se o afastamento entre as aletas, aumenta-se a variação de temperatura e a redução de umidade do ar que atravessa a serpentina.

Outro parâmetro importante é a profundidade da serpentina, a qual é caracterizada pelo número de fileiras (número de rows) de tubos na direção do escoamento. O número de rows influencia a remoção de calor latente. Quanto maior este número, maior a redução de umidade do ar ao atravessar a serpentina. O número de rows normalmente varia de 4 a 8, sendo limitado pela temperatura do refrigerante.

A redução de temperatura e da umidade do ar que atravessa a serpentina é função da temperatura da superfície externa da mesma, a qual, por sua vez, é determinada pela temperatura do refrigerante. Temperaturas mais elevadas do refrigerante implicarão temperaturas mais elevadas da superfície externa da serpentina, o que diminui a variação de temperatura do ar e a redução de umidade. Porém, estas variações não ocorrem na mesma proporção que a variação da temperatura do refrigerante. Normalmente, a temperatura do refrigerante deve ser de 3 a 8ºC inferior à temperatura de entrada do ar na serpentina.

O aumento da vazão de ar que atravessa uma dada serpentina aumenta a velocidade de face. E, conforme mencionado acima, a variação de temperatura e a remoção de umidade do ar diminuem com o aumento da velocidade de face.

Tomando-se como base o que foi exposto acima, quando da seleção de evaporadores para o resfriamento de ar devem se observados os seguintes fatores:

1. Temperatura do refrigerante. Geralmente, a diferença entre a temperatura do ambiente a ser resfriado (câmara) e a temperatura do refrigerante (vide equação 4.28), deve obedecer aos critérios estabelecidos na tabela 3.4, a fim de garantir a correta umidade relativa da câmara. Obviamente, a diferença entre a temperatura da câmara e a do refrigerante está diretamente relacionada com o tamanho (área) do evaporador e com a quantidade de calor que deve ser removida. Serpentinas com menores diferenças de temperatura entre o ar e o refrigerante necessitarão de elevada área de troca de calor, as quais são mais caras e ocupam mais espaço no ambiente refrigerado.

2. Número de evaporadores. O número adequado de evaporadores deve ser tal que garanta uma distribuição uniforme do ar frio por toda a área da câmara. Ambientes irregulares ou muito grandes podem necessitar de mais de um evaporador para garantir uma correta distribuição do ar.

3. Velocidade do ar. A velocidade do ar nas câmaras de conservação de produtos não deve ser superior a 0,5 m/s, para evitar a desidratação excessiva dos produtos.

TABELA 3.4 - DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DE PROJETO PARA SELEÇÃO DE EVAPORADORES

UMIDADE RELATIVA	VARIAÇÃO DE TEMPERATURA				
[%]	70 a 75	76 a 80	81 a 85	86 a 90	91 a 95
(T = (Tea - To) [(C]	10,0 a 9,0	9,0 a 8,0	8,0 a 6,5	6,5 a 5,5	5,5 a 4,0

Evaporadores para o resfriamento de líquidos

O líquido é resfriado até uma determinada temperatura e, então, é bombeado para equipamentos remotos, tais como serpentinas de câmaras frigoríficas e serpentinas de fan-coils, onde será utilizado para o resfriamento de uma outra substância ou meio.

Os principais tipos de evaporadores para líquidos são:

1. carcaça e tubo (Shell and tube);

2. carcaça e serpentina e (Shell and coil);

3. cascata ou Baudelot; e

4. evaporadores de placas.

1. Carcaça e tubo (shell and tube)

Este tipo de evaporador é um dos mais utilizados na indústria de refrigeração para o resfriamento de líquidos. É fabricado em uma vasta gama de capacidades, podendo ser do tipo inundado, com alimentação por gravidade, em que o refrigerante evapora por fora dos tubos e o líquido a resfriar escoa por dentro dos tubos, ou de expansão direta ou de recirculação por bomba, em que o refrigerante escoa por dentro dos tubos e o líquido a resfriar escoa na parte de fora dos tubos (Figura 3.37).

É fabricado em chapas calandradas com cabeçotes fundidos, espelhos de aço e tubos de cobre ou aço, com aletas ou não. Pode conter vários passes (ou passagens) de modo a manter a velocidade do líquido no interior dos tubos em limites aceitáveis, evitando-se perdas de carga excessivas. Pode conter ainda chicanas (ou baffles) no espaço entre os tubos e a carcaça, que ajudam a posicionar os tubos e direcionam o escoamento, para que o líquido escoe perpendicularmente aos tubos.

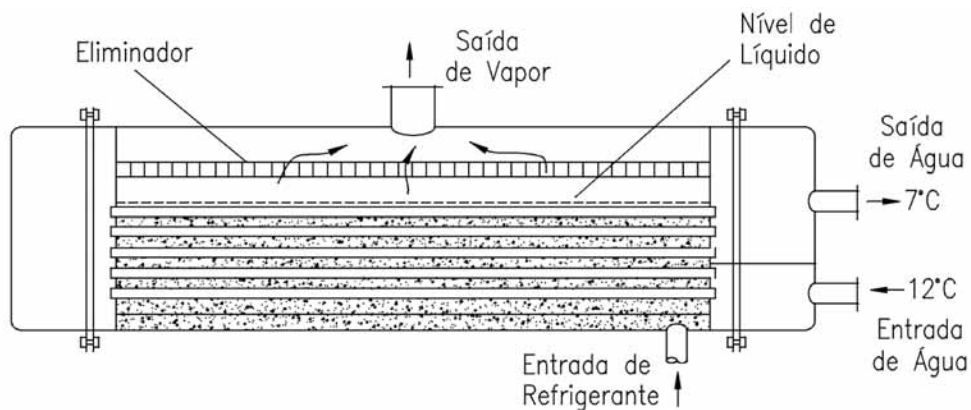



Figura 3.37 - Evaporador carcaça de tubo (shell and tube)

2. Carcaça e serpentina (shell and coil)

Neste tipo de evaporador o fluído frigorífico escoa por dentro do tubo, que é dobrado em forma de serpentina, e o líquido circula por fora do mesmo. Devido a dificuldades de limpeza da serpentina, bem como ao baixo coeficiente global de transferência de calor, não é muito utilizado, restringindo-se a instalações com refrigerantes haloge-

nados de pequena capacidade ou a resfriadores intermediários fechados dos sistemas de duplo estágio.

3. Cascata ou baudelot

Este tipo de evaporador é utilizado para o resfriamento de líquidos, normalmente água para processo, até uma temperatura em torno de 0,5ºC acima do seu ponto de congelamento. É projetado de forma que não seja danificado se houver congelamento do líquido.

Os modelos mais antigos destes evaporadores eram constituídos de uma série de tubos, montados uns por cima dos outros, sobre os quais o líquido a resfriar escorre, numa fina película, sendo que o refrigerante circula por dentro deles. Os modelos mais recentes utilizam chapas estampadas e corrugadas de aço inoxidável, com as ondulações servindo de passagem para o refrigerante. A superfície contínua permite melhor controle da distribuição do líquido, e o aço inoxidável oferece uma superfície higiênica e de fácil limpeza.

Este evaporador também é muito utilizado na indústria de bebidas (cervejarias), bem como para o resfriamento de leite.

4. Evaporadores de placas

Da mesma forma que no caso dos condensadores, este tipo de evaporador está sendo utilizado cada vez mais, devido ao seu elevado coeficiente de transmissão de calor. Pode ser usado com alimentação por gravidade, recirculação por bomba ou por expansão direta (válvulas termostáticas).

É construído a partir de lâminas planas de metal interligadas por curvas de tubo soldadas a placas contíguas. Pode ser feita também de placas rebaixadas ou ranhuras e soldadas entre si, de modo que as ranhuras formem uma trajetória determinada ao fluxo do refrigerante.

Evaporadores de contato

Este tipo de evaporador constitui um caso particular do evaporador de placas, sendo muito utilizado para o congelamento de produtos sólidos, pastosos ou líquidos.

Atualmente, é construído em chapas de alumínio (liga especial), porém no passado foram utilizados principalmente o cobre e o aço. A sua alimentação pode ser por gravidade, recirculação por bomba ou expansão direta.

É mais comumente utilizado como serpentinas de prateleiras em congeladores. O refrigerante circula através dos canais, e o produto a congelar é colocado entre as placas. Esse tipo de evaporador pode ainda ser produzido pelo sistema roll-bond, em que são tomadas duas chapas de alumínio, sobre as quais são impressos canais em grafite com o formato desejado. Faz-se então a união das chapas por caldeamento a 500ºC (o caldeamento não ocorre nos pontos onde há grafite). Por último, os canais são expandidos sob uma pressão de até 150 bar, retirando o grafite e deixando o formato dos canais.

A seguir, são mostrados alguns valores típicos do coeficiente global de transmissão de calor (U) dos evaporadores discutidos acima:

TABELA 3.5 - COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSMISSÃO DE CALOR DE ALGUNS EVAPORADORES PARA LÍQUIDOS

TIPO DE EVAPORADOR	U (kcal/m²hºC)
Shell and tube inundado	244 - 732
Shell and tube inundado para salmoura	146 a 488
Shell and tube seco, com refrigerante halogenado nos tubos e água na carcaça	244 a 561
Baudelot inundado, para água	488 a 976
Baudelot seco, para água	292 a 732
Shell and coil	48 a 122
Evaporador de placas, para água	2100 a 3800

3.3.4 Dispositivos de expansão

Em um sistema de refrigeração, o dispositivo de expansão tem a função de reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Ao mesmo tempo, este dispositivo deve regular a vazão de refrigerante que chega ao evaporador, de modo a satisfazer a carga térmica aplicada ao mesmo. Neste item serão conside-

rados alguns dos principais tipos de dispositivos de expansão, entre eles: válvula de expansão termostática, válvulas de expansão eletrônicas, válvulas de bóia, válvulas de expansão de pressão constante e tubos capilares.

Válvula de expansão termostática

Devido a sua alta eficiência e a sua pronta adaptação a qualquer tipo de aplicação, as válvulas de expansão termostática (VET) são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas refrigeração de expansão direta. Elas regulam o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador de forma a manter um certo grau de superaquecimento do vapor que deixa o mesmo.

A Figura 3.38 mostra o esquema de uma válvula de expansão termostática conectada a uma serpentina de expansão direta. Estas válvulas são constituídas de corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste e bulbo sensível. O bulbo, que contém em seu interior fluído frigorífico saturado do mesmo tipo que o utilizado no sistema frigorífico, é conectado com a parte superior do diafragma por meio de um tubo capilar e deve ser posicionado em contato com a tubulação de saída do evaporador, bem próximo a este. A saída da VET é conectada com a tubulação de entrada do evaporador. Caso este seja de múltiplos circuitos, deve-se utilizar um distribuidor de líquido.

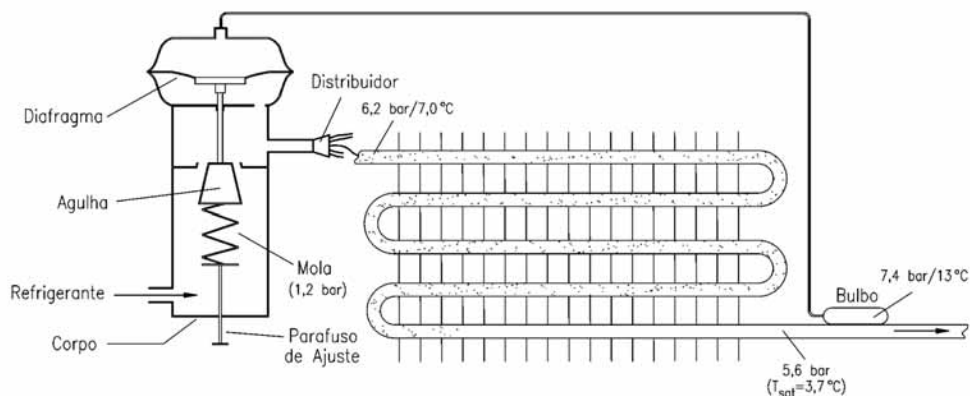



Figura 3.38 - Válvula de expansão termostática (equalização interna).

Quando o refrigerante passa através do orifício da válvula, a sua pressão é reduzida até a pressão de vaporização. O refrigerante líquido escoa através do distribuidor e dos tubos do evaporador, vaporizando-se à medida que recebe calor. Em determinada posição ao longo do comprimento dos tubos, todo o refrigerante líquido já se vaporizou. A partir deste ponto, qualquer fluxo adicional de calor provocará aumento da temperatura do refrigerante. Assim, quando alcança a saída do evaporador, o refrigerante apresenta pequeno grau de superaquecimento, com relação à temperatura de saturação, para a pressão de vaporização.

Se a carga térmica aumenta, mais refrigerante se vaporiza. Conseqüentemente a posição do ponto em que termina a vaporização do refrigerante se move em direção à entrada do evaporador. Isto causa aumento do superaquecimento do refrigerante, o que está associado a um aumento de temperatura na região onde está instalado o bulbo da válvula. Como dentro do bulbo existe refrigerante saturado, este aumento de temperatura provoca aumento de pressão no interior do mesmo e na parte superior do diafragma, faz a agulha obturadora mover para baixo, abrindo a válvula e aumentando a vazão de refrigerante. Assim, mais líquido entra no evaporador, de forma a satisfazer a carga térmica.

Se ocorrer diminuição da carga térmica, o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador tende a diminuir, o que provoca fechamento da válvula, diminuição da vazão de fluído frigorífico e aumento da diferença de pressão entre a entrada e a saída da válvula.

O grau de superaquecimento pode ser ajustado pela variação da tensão impressa à mola da válvula. Maiores tensões na mola exigirão maiores pressões no bulbo para a abertura da válvula, o que implica maiores superaquecimentos.

A Figura 3.39 mostra uma curva em que se tem a capacidade de uma VET em função do superaquecimento. Nesta figura, ΔT_{SS} representa o superaquecimento estático, quando a válvula está fechada e sem carga. O superaquecimento estático não gera pressão suficiente para abrir a válvula a partir da sua posição de completamente fechada. Geralmente, o superaquecimento estático varia de 2,0 a 4,5°C.

O superaquecimento de abertura é designado por ΔT_O. Representa o superaquecimento necessário para levar a válvula da posição completamente fechada até a posição completamente aberta, correspondendo à carga máxima de projeto do evaporador. O superaquecimento de abertura varia de 3,5 a 4,5°C. O superaquecimento de operação, que é designado por ΔT_{OP}, representa o superaquecimento em que se está operando para atender a uma

determinada capacidade frigorífica. O termo ΔT_{RL}, que corresponde à soma de ΔT_{SS} com ΔT_{O}, representa o superaquecimento fixado para a operação da válvula, cuja carga é fornecida pelo fabricante da válvula em seus catálogos. Seu valor varia entre 5,5 e 11,0°C.

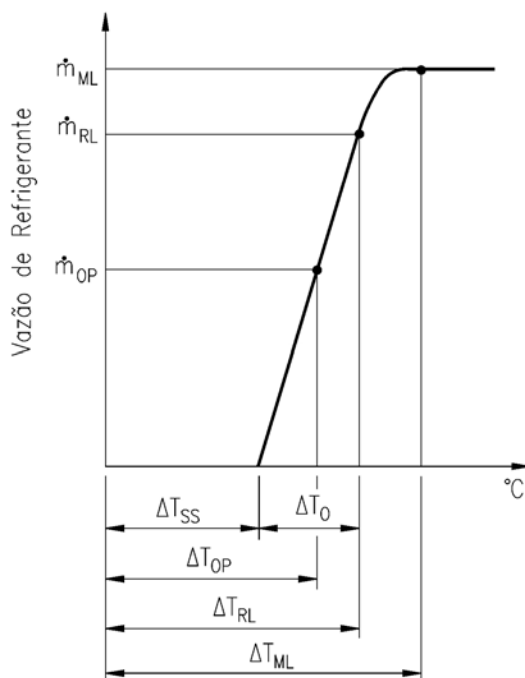



Figura 3.39 - Variação da capacidade de uma VET em função do superaquecimento

Um superaquecimento excessivo (> 11ºC) significa que grande parte da superfície da serpentina está sendo utilizada para superaquecer o refrigerante, o que diminui a sua capacidade e eficiência. Um superaquecimento muito baixo pode ser perigoso, pois há o risco da sucção de líquido pelo compressor.

Uma VET de equalização externa (Figura 3.40) possui uma tubulação de pequeno diâmetro, que conecta a câmara localizada abaixo do diafragma com a saída do evaporador. Assim a pressão reinante embaixo do diafragma é a mesma da saída do evaporador. As serpentinas de expansão direta, principalmente aquelas alimentadas por distribuidores de líquido, apresentam perda de carga considerável. Portanto, as válvulas de expansão utilizadas com serpentinas de expansão direta são geralmente do tipo equalização externa.

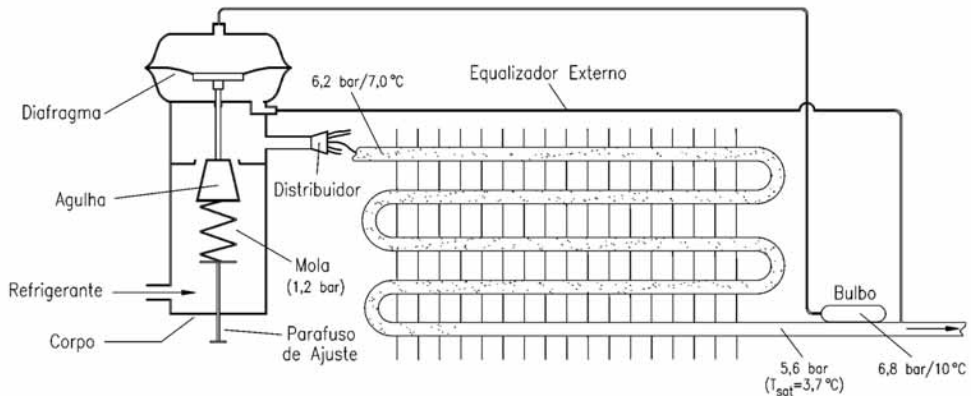



Figura 3.40 - Válvula de expansão termostática de equalização externa

Considere como exemplo uma serpentina de expansão direta utilizando R22 como refrigerante. A temperatura de evaporação na entrada do evaporador é de 7,0°C, o que corresponde a uma pressão de saturação de 6,2 bar. Se a perda de carga do evaporador é de 0,6 bar, a pressão na saída do mesmo será de 5,6 bar, que corresponde a uma temperatura de saturação de 3,7ºC.

Utilizando-se uma válvula de expansão termostática de equalização interna, para a qual a tensão da mola foi ajustada em 1,2 bar, a pressão no bulbo será de 7,4 bar (6,2 + 1,2 bar), o que corresponde a uma temperatura de saturação de aproximadamente 13ºC. Neste caso, o superaquecimento do fluído na saída do evaporador será de 9,3ºC (13 - 3,7ºC).

Se uma válvula de expansão termostática de equalização externa é usada junto com a serpentina acima, com a mesma tensão na mola, a pressão no bulbo será de 6,8 bar (5,6 + 1,2 bar). A esta pressão corresponde uma temperatura de saturação de 10ºC. Portanto, o superaquecimento será de 6,3ºC (10- 3,7ºC).

Quando o bulbo da válvula contém refrigerante do mesmo tipo que o utilizado no sistema frigorífico, ao qual a mesma está acoplada, diz-se que a válvula é de carga normal. Se a quantidade de líquido do bulbo é limitada, diz que a válvula é carga limitada. Para este caso, todo o líquido se evapora a uma determinada temperatura, como mostra a Figura 3.41. Qualquer aumento da temperatura acima deste ponto resulta somente em pequeno aumento de pressão no diafragma, pois todo o vapor está superaquecido. Assim, limita-se a pressão máxima de operação do evaporador e, conseqüentemente, a temperatura, evitando-se sobrecargas no motor do compressor.

Se o tipo de refrigerante do bulbo da válvula é diferente daquele utilizado na instalação, diz-se que a válvula é de carga cruzada. O objetivo principal destas válvulas é manter um grau de superaquecimento aproximadamente constante para toda a gama de temperaturas de evaporação do sistema frigorífico, o que pode não acontecer para as VET de carga normal.

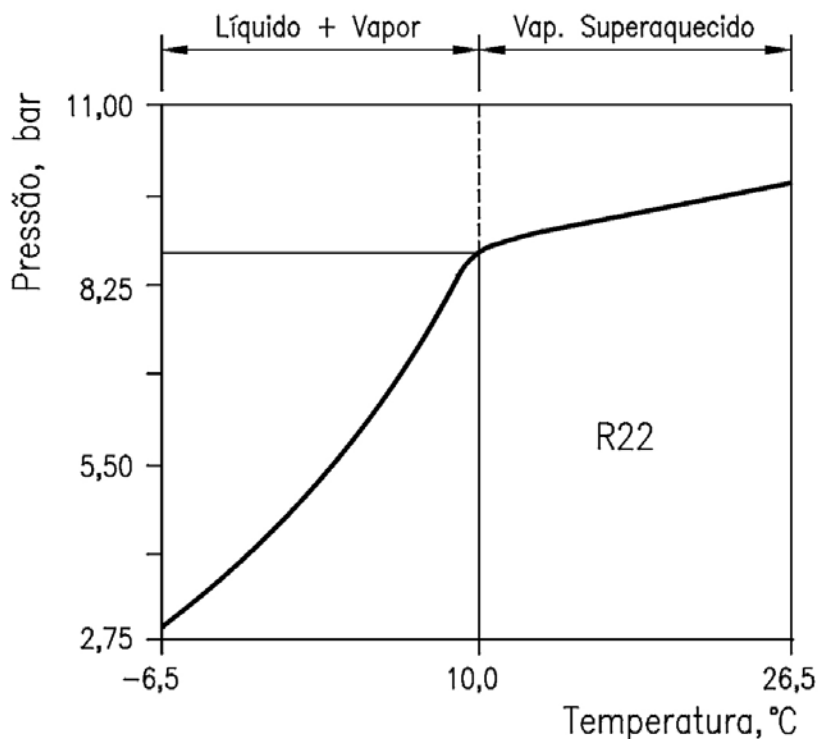



Figura 3.41 - Válvula de expansão termostática com carga limitada

A Figura 3.42.a mostra uma curva da pressão no bulbo em função da temperatura para uma VET de carga normal. Para um valor constante da tensão da mola, o valor da diferença entre a pressão no bulbo e a pressão de evaporação ($\Delta P_M = P_B - P_O$) é constante. Assim, para diferentes temperaturas de evaporação a diferença entre a temperatura do bulbo e a temperatura do refrigerante na saída do evaporador ($\Delta T_B = T_B - T_{SE}$) varia. No caso das VET de carga cruzada (Figura 3.42.b), o valor de ΔT_B é aproximadamente constante, o que previne a aspiração de líquido pelo compressor em condições de elevada temperatura de evaporação.

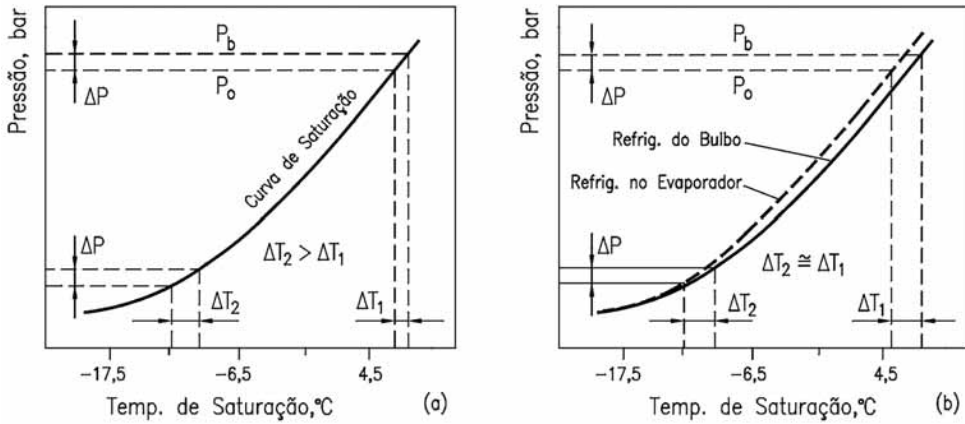



Figura 3.42 - Características das VET. Carga normal (a) e carga cruzada (b)

Em algumas situações podem ocorrer instabilidades na operação da VET, resultando em ciclos de superalimentação e subalimentação do evaporador, sendo este fenômeno conhecido como hunting da válvula. O hunting causa flutuações de pressão e temperatura, podendo reduzir a capacidade do sistema frigorífico.

O intervalo de tempo necessário para o escoamento do refrigerante desde a entrada do evaporador até o ponto onde está instalado o bulbo pode levar, em determinadas condições, a uma abertura excessiva da válvula, o que alimenta o evaporador com excesso de refrigerante líquido. Algumas gotas deste líquido podem ser transportadas até a saída do evaporador, resfriando rapidamente a parede do tubo onde está instalado o bulbo e reduzindo subitamente a alimentação de refrigerante pela válvula, a qual passa a operar em ciclos rápidos de sobrealimentação e subalimentação, isto é, em hunting.

O hunting de uma válvula de expansão termostática é determinado pelos seguintes fatores:

- da válvula - uma válvula superdimensionada pode levar ao hunting;
- grau de superaquecimento - quanto menor o grau de superaquecimento, maiores as chances da válvula entrar em hunting;
- carga do bulbo - válvulas de carga cruzada são menos susceptíveis ao hunting; e

- posição do bulbo - a correta seleção da posição do bulbo freqüentemente minimiza o hunting, devendo o bulbo deve ser instalado na parte lateral (a 45º) de uma secção horizontal da tubulação, localizada imediatamente na saída do evaporador.

A Figura 3.43 mostra a variação da capacidade frigorífica de uma válvula de expansão termostática típica, em função da temperatura de vaporização e condensação. Os fabricantes de válvulas de expansão normalmente fornecem a capacidade frigorífica da válvula em função da diferença de pressão, sob a qual a válvula deve operar, e da temperatura de vaporização, como mostrado na Figura 3.44.

Além dos parâmetros mencionados acima, o fabricante fornece, em geral, uma tabela de correção para diferentes valores de temperatura de condensação, como mostrado na Figura 3.45.

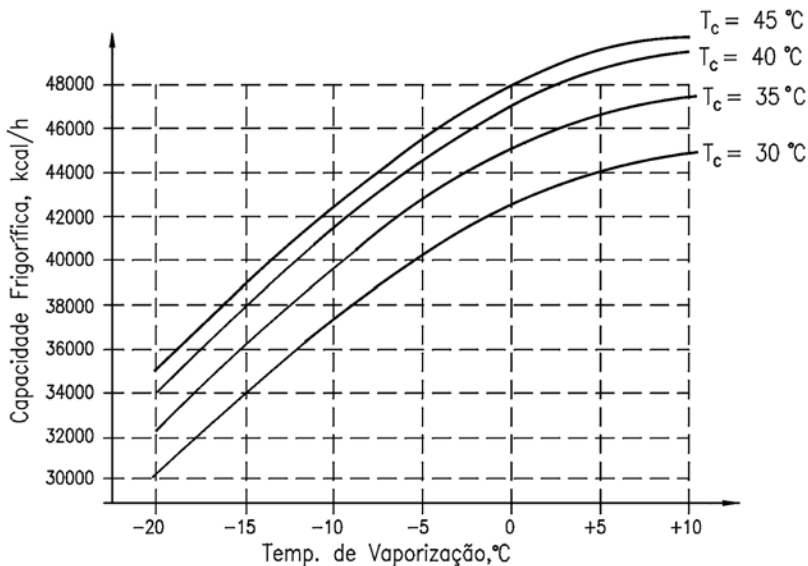



Figura 3.43 - Capacidade frigorífica da válvula de uma VET

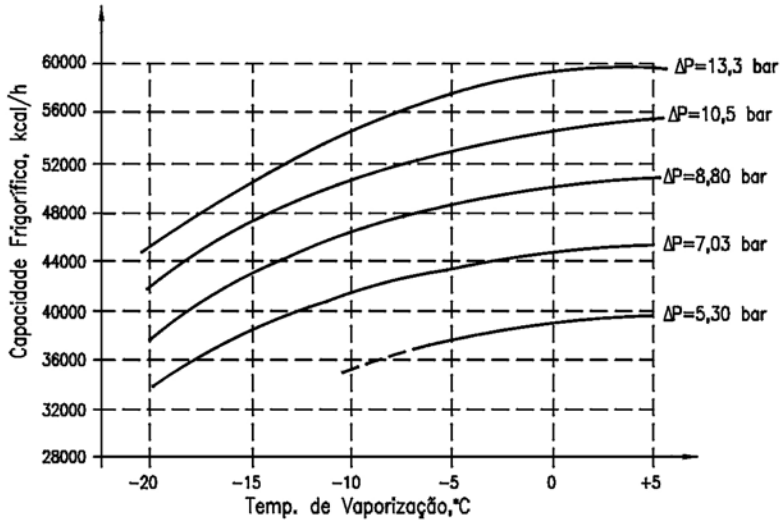



Figura 3.44 - Capacidade frigorífica de uma dada válvula de expansão termostática

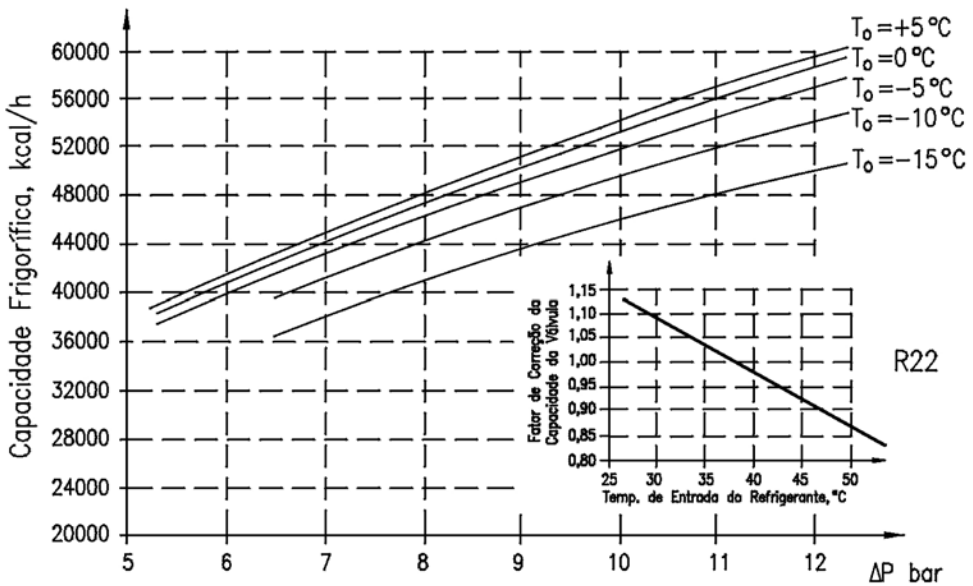



Figura 3.45 - Capacidade frigorífica da dada válvula de expansão termostática

Válvulas de expansão eletrônicas

As válvulas de expansão elétricas ou, mais precisamente, as eletrônicas ou microprocessadas, são capazes de promover um controle mais preciso e eficiente do fluxo de refrigerante, resultando em economia de energia. Atualmente, existem três tipos básicos de válvulas de expansão elétricas: as acionadas por motores de passo; as de pulsos de largura modulada; e as analógicas.

Os motores de passo podem ser eletronicamente controlados, de forma que se pode obter rotação contínua do seu eixo nas duas direções. Além disto, eles podem ter o seu eixo movimentado de forma discreta, em frações da sua rotação. Utilizando um acoplamento por engrenagens e cremalheiras, o movimento de rotação destes motores pode ser facialmente transformado em movimento de translação, o que permite executar movimentos de abertura e fechamento das válvulas de expansão. Dolin (1997) afirma que determinados modelos de válvulas de expansão eletrônica acionadas por motor de passo podem ter até 1532 passos para um curso de apenas 3.2 mm. Utilizadas em um sistema com R22, estas válvulas permitem variar a vazão mássica de refrigerante de 0,001 kg /min, ou a capacidade em 0,88 W, a cada passo.

No caso do controle por pulsos de largura modulada, são utilizadas válvulas solenóides para controlar a vazão. Como se sabe, as válvulas solenóide operam de forma on/off; isto é, elas podem estar completamente abertas ou completamente fechadas. No entanto, pode-se controlar a vazão de refrigerante com estas válvulas alterando-se o seu tempo, largura do pulso ou duração de abertura. Por exemplo, se uma válvula com largura de pulso modulada opera com 5 pulsos por segundo e se a vazão deve ser reduzida para 40% da nominal, a válvula deverá ficar aberta por 5 segundos e fechada por 5 segundos.

O fechamento repentino da válvula pode causar golpes de líquido na linha de refrigerante que alimenta a válvula, gerando vibração excessiva. A introdução de um amortecimento onde o refrigerante líquido é forçado acima ou abaixo do êmbolo da válvula por uma pequena passagem pode ser uma forma efetiva de reduzir a velocidade de abertura e fechamento.

Ao invés de abrir ou fechar completamente a válvula, pode-se utilizar uma válvula analógica e variar a intensidade do campo magnético aplicado à sua bobina, de forma que a agulha da válvula (ou êmbolo) pare em várias posições intermediárias. Uma vez que o circuito de acionamento destas válvulas é mais complicado do que o necessário para gerar o sinal digital requerido para o controle dos motores de passo e para modulação de pul-

sos, necessários aos outros dois tipos de válvulas, a eficiência das válvulas analógicas não é tão boa quanto a dos outros dois modelos.

Comparadas com as válvulas de expansão termostática, as válvulas eletrônicas são:

- promovem controle mais preciso da temperatura;
- promovem controle consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável;
- são capazes do operar com menores pressões de condensação, o que é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente; e
- podem resultar em economia de energia de 10% (ou mais).

Entre os três tipos de válvulas citados, as acionados por motores de passo são as que têm melhor eficiência e promovem o controle mais preciso.

O sinal para controle das válvulas eletrônicas pode ser gerado a partir de um termistor, instalado na saída do evaporador, que pode detectar a presença de refrigerante líquido. Quando não ocorre a presença de líquido, a temperatura do termistor se eleva, o que reduz sua resistência elétrica. Esta variação de resistência pode ser analisada por um circuito, que enviará o sinal digital para posicionamento da agulha da válvula.

Válvulas de bóia

Este é um tipo de válvula de expansão que mantém constante o nível de líquido em um recipiente, diretamente no evaporador ou nos separadores de líquido. Existem dois tipos de válvula de bóia para sistemas de refrigeração: alta pressão e baixa pressão.

A válvula de bóia de alta pressão controla de forma indireta a vazão de refrigerante que vai ao evaporador, mantendo constante o nível de líquido em uma câmara de alta pressão. A Figura 3.46 mostra o esquema de uma válvula de bóia de alta pressão. A agulha obturadora da válvula está conectada com o flutuador, de forma que qualquer elevação do nível da câmara abrirá a válvula, permitindo a passagem de refrigerante para o evaporador.

Como a câmara de alta pressão comporta somente uma pequena quantidade de refrigerante, a maior parte do líquido é armazenada no evaporador. Assim, o controle da carga

de refrigerante é essencial. Cargas excessivas podem levar à aspiração de líquido pelo compressor, enquanto a falta de fluído pode reduzir a capacidade do sistema.

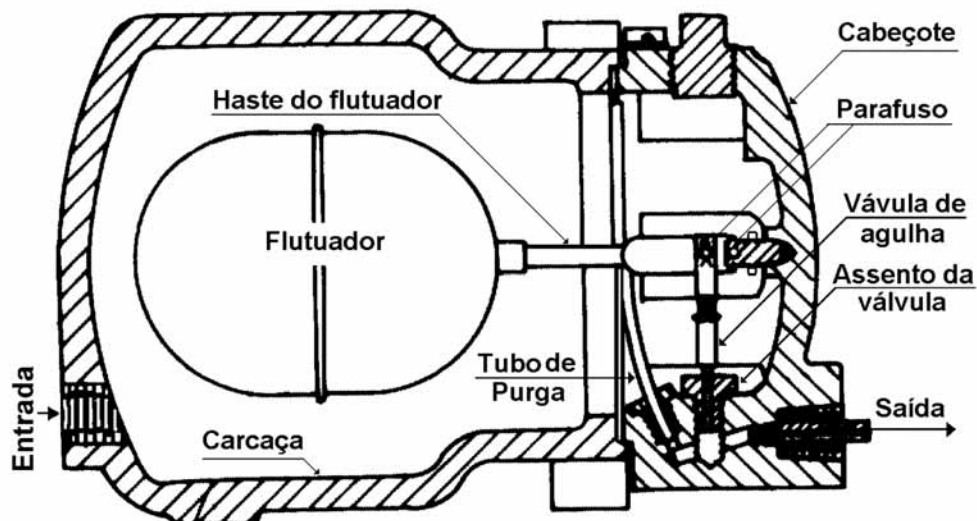



Figura 3.46 - Válvula de bóia de alta pressão

A válvula de bóia de baixa pressão (Figura 3.47) controla a alimentação de refrigerante de forma a manter um nível de líquido constante no evaporador. Quando cai o nível de líquido no evaporador, o flutuador se move para baixo, abrindo a válvula e injetando mais refrigerante no mesmo. Em sistemas de pequena capacidade, o flutuador é colocado diretamente dentro do evaporador, em lugar de se usar uma câmara separada. A operação das válvulas de bóia de baixa pressão pode ser de forma contínua ou intermitente. O controle da carga de refrigerante não é tão crítico quanto no caso da válvula de alta pressão.

Em evaporador com altas taxas de evaporação, a formação de bolhas de vapor pode elevar o nível de refrigerante durante a operação, criando um "falso" nível. Assim, o flutuador deve ser colocado em uma posição adequada, para o correto controle do nível. Em grandes instalações, emprega-se válvula de bóia combinada com solenóides, que são acionadas pelo flutuador da válvula de bóia.

A válvula de bóia de alta pressão pode ser utilizada em sistemas de expansão seca ou em evaporadores inundados. A válvula de baixa pressão é freqüentemente utilizada com evaporadores ou serpentinas inundadas.

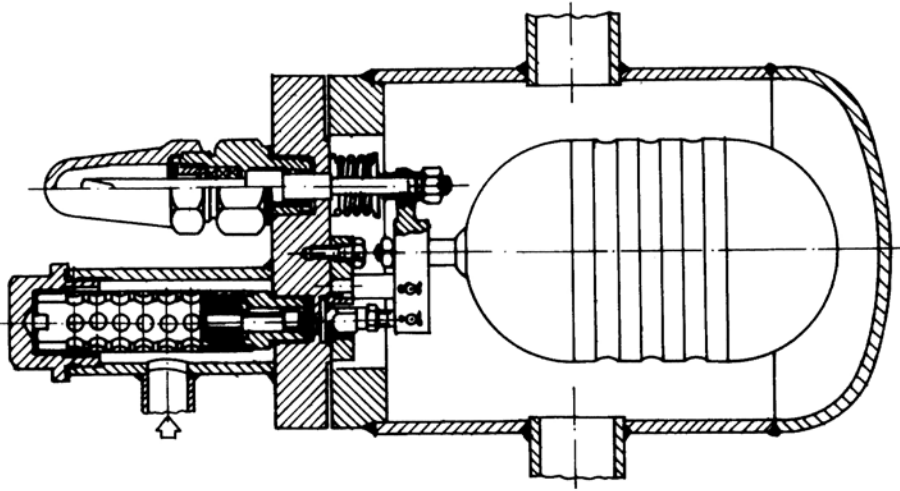



Figura 3.47 - Válvula de bóia de baixa pressão

Válvula de expansão de pressão constante

A válvula de expansão de pressão constante mantém uma pressão constante na sua saída, inundando mais ou menos o evaporador, em função das mudanças de carga térmica do sistema. A pressão constante, característica da válvula, resulta da interação de duas forças opostas: pressão do fluido frigorífico no evaporador e da pressão de mola, como mostrado na Figura 3.48. A pressão do fluido frigorífico exercida sobre um lado do diafragma age para mover a agulha na direção de fechamento do orifício da válvula, enquanto a pressão de mola, agindo sobre o lado oposto do diafragma, move a agulha da válvula na direção de abertura do orifício.

É importante observar que as características de operação da válvula de expansão de pressão constante são tais que esta fechará suavemente quando o compressor é desligado e permanecerá fechada até que o compressor volte a ser ligado. Por questões ligadas ao seu princípio de operação, a válvula de expansão de pressão constante se adapta melhor a aplicações em que a carga térmica é aproximadamente constante. Por conseguinte, ela tem uso limitado.

Sua utilidade principal é em aplicações em que a temperatura de vaporização deve ser mantida constante, em determinado valor, para controlar a umidade em câmaras frigorífi-

cas ou evitar o congelamento em resfriadores de água. Elas também podem ser vantajosas quando se torna necessário proteger contra sobrecarga do compressor. A principal desvantagem deste tipo de válvula é sua eficiência relativamente baixa, quando comparada com os outros tipos de controle de fluxo, especialmente em condições de carga térmica variável.

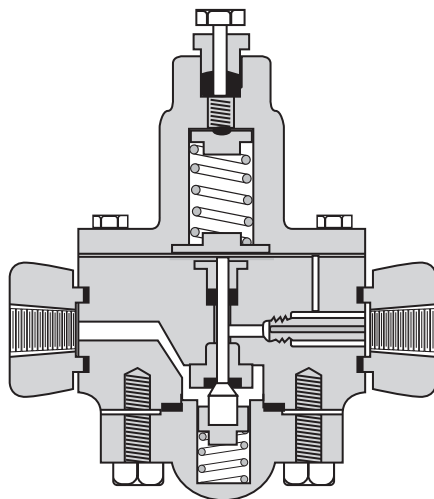



Figura 3.48 - Válvula de expansão de pressão constante

Tubos capilares

Nos sistemas de pequena capacidade (geladeiras, aparelhos de ar condicionado de janela, freezers, etc.) o dispositivo de expansão mais utilizado é o tubo capilar, que nada mais é que um tubo de pequeno diâmetro, com determinado comprimento, que conecta a saída do condensador com a entrada do evaporador.

O diâmetro interno de um tubo capilar (D_i) varia de 0,5 a 2,0 milímetros, com comprimentos (L) desde 1,0 até 6,0 metros. Para refrigerantes halogenados, o tubo capilar geralmente é feito de cobre. Nos últimos anos, observa-se uma tendência da utilização de capilares mais curtos, nos quais a relação L/D_i é da ordem de 3 a 20. Estes capilares mais curtos têm sido fabricados de latão ou outras ligas à base de cobre.

Quando se utiliza tubo capilar em um sistema de refrigeração, devem ser tomados cuidados adicionais com a instalação. A presença de umidade e resíduos sólidos ou o estran-

gulamento do componente por dobramento poderão ocasionar obstrução parcial ou total na passagem do refrigerante através do capilar, prejudicando o desempenho do equipamento. Também pode ser utilizado um filtro de tela metálica antes do capilar, o qual tem a função de reter impurezas e materiais estranhos, evitando o entupimento do mesmo.

O tubo capilar difere de outros dispositivos de expansão também pelo fato de não obstruir o fluxo de refrigerante para o evaporador quando o sistema está desligado. Quando o compressor é desligado, ocorre equalização entre as pressões dos lados alto e baixo através do tubo capilar, e o líquido residual do condensador passa para o evaporador. Estando este líquido residual à temperatura de condensação, se a sua quantidade for demasiadamente grande provocar-se-á degelo do evaporador e/ou ciclagem curta do compressor. Além disso, há ainda o risco de que, ao se ligar o compressor, algum líquido passe do evaporador para o compressor.

Por essas razões, a carga de refrigerante em um sistema que usa tubo capilar é crítica, não sendo empregado nenhum tanque coletor entre o condensador e o tubo capilar. A carga de refrigerante deve ser a mínima possível para satisfazer os requisitos do evaporador e, ao mesmo tempo, manter uma vedação, com refrigerante líquido, da entrada do tubo capilar no condensador. Qualquer refrigerante em excesso somente, irá estagnar-se no condensador, provocando as seguintes conseqüências:

- durante a operação, haverá elevação da pressão de condensação, reduzindo-se assim a eficiência do sistema;
- haverá também uma tendência a uma maior vazão de refrigerante através do capilar, com conseqüente variação da capacidade frigorífica;
- pode haver sobrecarga do motor do compresso; e
- durante o tempo em que o sistema está desligado, todo o líquido excedente passará do condensador para o evaporador, com as conseqüências já vistas acima.

Devido à carga crítica de refrigerante, um tubo capilar nunca deve ser empregado em conjunto com um compressor do tipo aberto. As fugas de refrigerante ao redor da vedação do eixo poderiam tornar o sistema inoperante dentro de um curto espaço de tempo. O uso de tubos capilares em sistemas divididos, nos quais o compressor está localizado a uma certa distância do evaporador, também deve ser evitado, pois são difíceis de se carregar com exatidão e as longas linhas de sucção e de líquido requerem uma grande carga de refrigerante, o qual se concentraria no evaporador quando o sistema estivesse desligado.

Com relação aos condensadores projetados para operar com tubos capilares, devem ser observados os seguintes requisitos:

- O líquido deve ser capaz de fluir livremente para o evaporador quando o sistema estiver desligado. Caso contrário, haverá vaporização do líquido no condensador e condensação no evaporador, acelerando ainda mais o degelo.

- Os tubos devem ter o menor diâmetro possível, de modo a se conseguir uma pressão de condensação adequada com uma quantidade mínima de refrigerante.

Com relação ao evaporador, deve-se prever um dispositivo para acúmulo de líquido na sua descarga, a fim de evitar que este passe para o compressor durante a partida. O líquido se vaporiza no acumulador e chega ao compressor somente sob a forma de vapor. A troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção do compressor garante maior subresfriamento do líquido e minimiza a formação de vapor no interior do capilar. Assim, previne-se a redução da vazão de refrigerante.

Vantagens dos tubos capilares

- (não apresenta partes móveis);

- baixo custo;

- permite a equalização das pressões do sistema durante as paradas (motor de acionamento do compressor pode ser de baixo torque de partida); e

- redução da quantidade e custo do refrigerante e eliminação da necessidade de um tanque coletor.

Desvantagens dos tubos capilares

- Impossibilidade de regulagem para satisfazer distintas condições de carga;

- risco de obstrução por matéria estranha;

- exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos; e

- redução da eficiência operacional para qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação.

3.3.5 Torre de resfriamento

Sistemas de refrigeração, de ar condicionado e processos industriais, geralmente geram calor, que deve ser extraído e dissipado. Normalmente utiliza-se água como elemento de resfriamento.

Se existe água disponível em quantidade suficiente e temperatura adequada, sem problemas econômicos ou ecológicos, basta utilizá-la de maneira contínua, retirando-a por exemplo, de um rio. Se esta solução não for possível ou se for inviável econômica ou ecologicamente, o procedimento mais comum é empregar uma torre de resfriamento, que permite por meio da evaporação de uma pequena quantidade de água, transmitir calor para o ar, de forma que água possa ser empregada novamente para resfriamento, devendo-se repor ao circuito apenas a parte de água perdida por evaporação. Assim, uma torre de resfriamento é uma instalação para resfriamento de água por meio do contato com o ar atmosférico, como mostra a Figura 3.49.

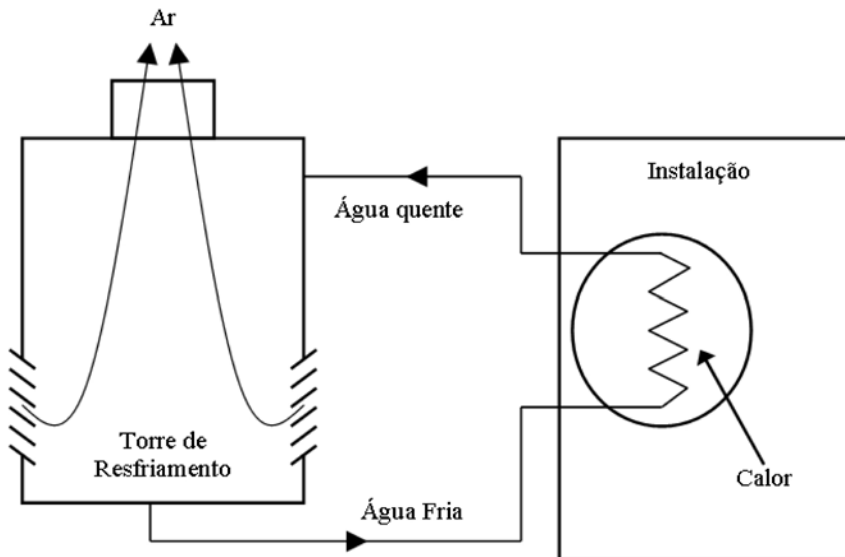



Figura 3.49 - Instalação com torre de resfriamento

Tipos de torres de resfriamento

Os métodos para expor a água à corrente de ar são numerosos, tendo cada um suas vantagens específicas, que devem ser consideradas de acordo com a aplicação e o rendimento requeridos em cada caso.

Uma primeira classificação pode ser feita em função da forma como a água é distribuída para se obter bom contato com o ar ascendente. Existem dois métodos básicos: estender a água em finas camadas sobre superfícies; ou produzir gotas mediante o choque da água em sua queda, como mostra a Figura 3.50.

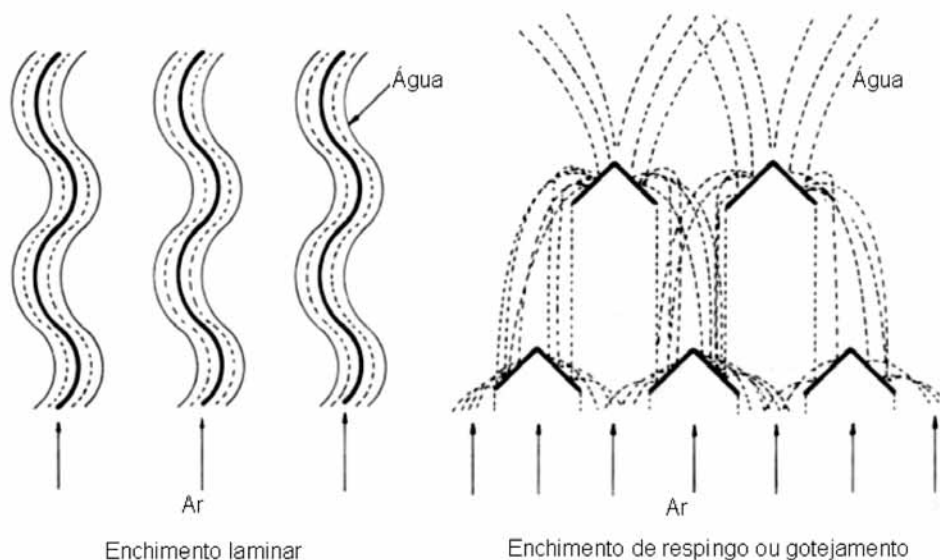



Figura 3.50 - Sistemas de distribuição de água

Uma segunda classificação é a que se baseia no fluxo relativo entre as correntes de água e ar (Figura 3.51). De acordo com esse critério, têm-se:

- torres de fluxo em contracorrente; ou
- torres de fluxo cruzado.

Comparação entre os sistemas:

- nas torres de fluxo em contracorrente, a água mais fria entra em contato com o ar mais seco, alcançando a máxima eficiência;
- nas torres de fluxo cruzado, o acesso aos elementos mecânicos e ao sistema de distribuição é mais fácil;
- nas torres de fluxo cruzado, a entrada de ar pode abranger toda a altura da torre, tendo como conseqüência torres mais baixas, reduzindo assim a potência de bombeamento; w
- nas torres de fluxo em contracorrente, existe menor risco de recirculação de ar.

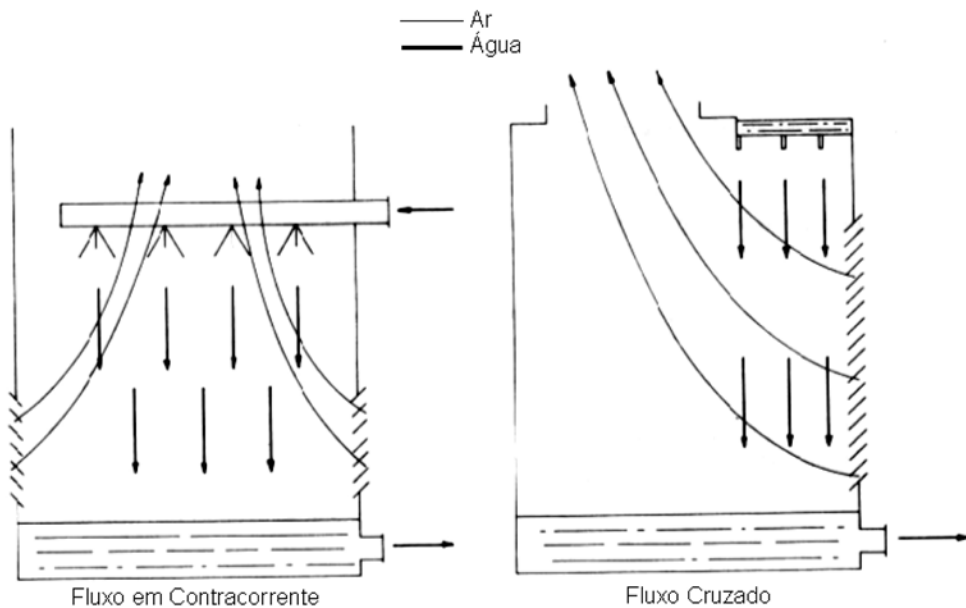



Figura 3.51 - Relação entre os fluxos de água e ar

A classificação mais difundida e de maior importância na avaliação de torres de resfriamento é aquela baseada na forma de movimentação do ar através da mesma. De acordo com essa classificação, têm-se quatro tipos de torres:

Torre atmosférica

Neste tipo de torre, a água cai em fluxo cruzado em relação ao movimento horizontal do ar, produzindo certo efeito de contracorrente, devido às correntes de convecção produzidas pela água quente. O movimento do ar depende principalmente do vento.

Principais características:

- alto tempo de vida, com baixo custo de manutenção;
- não se produz recirculação do ar utilizado;
- a torre precisa ser localizada num espaço amplo;
- devido a sua altura é preciso uma ancoragem segura contra o vento;
- a torre deve ser orientada na direção dos ventos dominantes;
- a temperatura da água varia com a direção e a velocidade do vento;
- não é possível atingir uma pequena temperatura de aproximação; e
- o custo é quase tão alto quanto o de uma torre com elementos mecânicos.

Em relação a este tipo de torre, podem-se distinguir entre aquelas que não possuem enchimento e aquelas que possuem enchimento de respingo (Figura 3.52). Estas últimas possuem comportamento muito melhor que as anteriores. Porém, em qualquer caso, as torres atmosféricas estão ultrapassadas e constituem uma mínima parte das torres existentes.

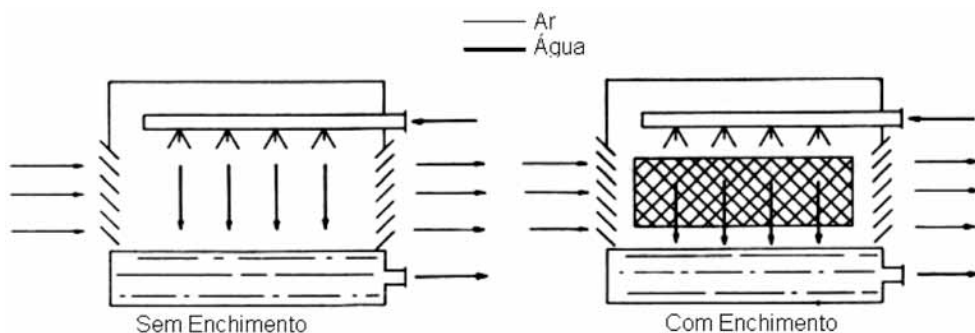



Figura 3.52 - Torres atmosféricas

Torres de tiragem mecânica

A utilização de ventiladores para mover o ar através da torre proporciona um controle total da entrada de ar. As suas principais características são:

- compactas, necessitam de pouca superfície;
- controle fino da temperatura da água fria;
- menor altura de bombeamento;
- a orientação da torre não é determinada pelos ventos dominantes;
- com um enchimento eficiente, é possível atingir temperaturas de aproximação de 1 a 2ºC, apesar de que é preferível manter-se entre 3 a 4ºC
- as falhas mecânicas reduzem bastante a confiabilidade;
- a potência de ventilação pode ser importante, aumentando os gastos de operação;
- a recirculação do ar usado deve ser evitada, pois a eficiência é afetada;
- os custos de operação e manutenção são maiores que os das torres de tiragem natural; e
- os ruídos e vibrações produzidos pelos ventiladores podem constituir um problema, dependendo da localização.

Torre de tiragem mecânica forçada

Neste tipo de torre os ventiladores são posicionados na entrada de ar, de tal forma que forçam o ar através do enchimento (Figura 3.53). As suas principais características são:

- o equipamento mecânico se encontra no nível do solo;
- é mais eficiente que a corrente induzida (apresentada a seguir), já que a velocidade da corrente de ar é convertida em pressão estática, realizando um trabalho útil, e o ventilador trabalha com ar frio com densidade maior que no caso da tiragem induzida;
- os equipamentos mecânicos se encontram situados em uma corrente de ar relativamente seca e são de fácil acesso para manutenção

- o tamanho do ventilador é limitado, necessitando de grande número de ventiladores pequenos e de maior velocidade, comparado com uma instalação de tiragem induzida (conseqüentemente, o nível de ruído é maior);

- existe tendência de formação de gelo nos ventiladores durante as épocas frias, com conseqüente obstrução da entrada de ar; e

- alguns tipos apresentam problemas de recirculação de ar usado em direção a zona de baixa pressão criada pelo ventilador na entrada de ar, especialmente quando a velocidade de saída do ar é baixa.

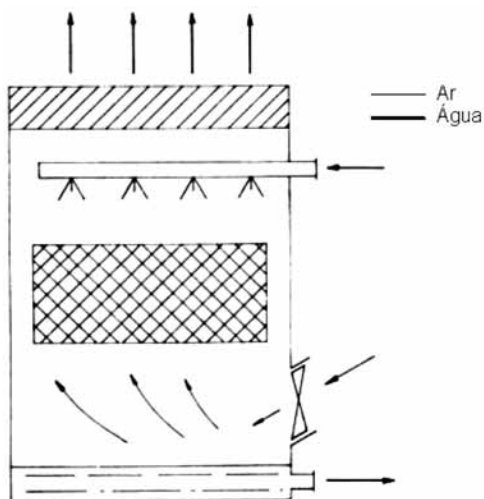



Figura 3.53 - Torre de tiragem forçada

Figura 3.53 - Torre de tiragem forçada

Torre de tiragem mecânica induzida

Neste tipo de torre os ventiladores são posicionados na saída de ar, geralmente na parte superior da torre (Figura 3.54). As suas principais características são:

- é possível instalar grandes ventiladores, de forma que podem ser mantidas velocidades e níveis de ruído baixos;

- o ar entra a uma velocidade considerável, podendo arrastar consigo corpos estranhos e permitindo a instalação de filtros de ar;
- devido às altas velocidades de saída do ar, os problemas de recirculação são bastante reduzidos;
- tendência a produzir vibrações, devido à montagem do ventilador sobre a estrutura;
- os elementos mecânicos são de difícil acesso e encontram-se submergidos em uma corrente de ar úmido e quente; e
- menor superfície ocupada que o sistema mecânico forçado, devido à ausência de ventiladores ao redor da torre.

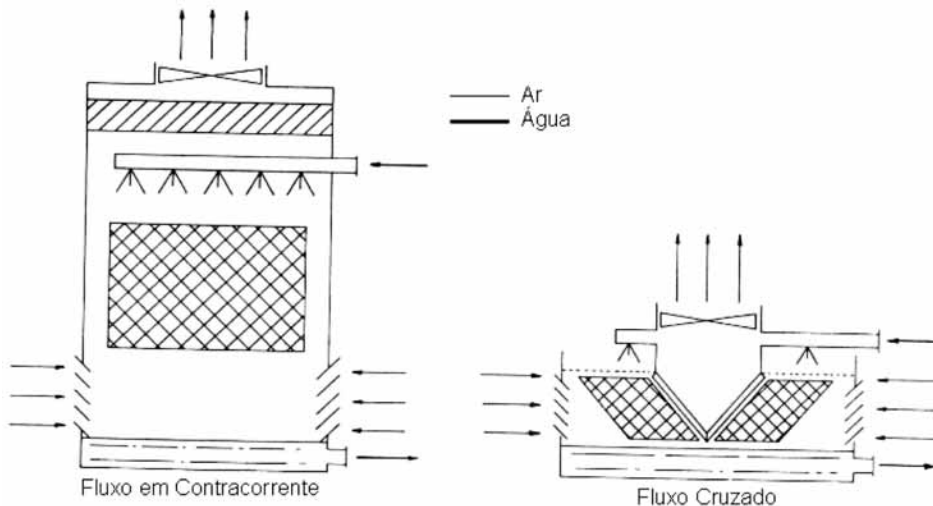



Figura 3.54 - Torre de tiragem induzida

Descrição dos sistemas vinculados à utilização de energia

Sistema de distribuição de água

Os sistemas de distribuição de água são classificados como:

- por gravidade; e
- por pressão.

O sistema por gravidade é utilizado quase sempre com torres de fluxo cruzado, enquanto que em torres de contracorrente geralmente é utilizado o sistema por pressão.

Sistema por gravidade (Figura 3.55)

Sua principal vantagem consiste na pequena altura de bombeamento requerido, a qual conduz a baixos custos de operação. A regulagem da vazão de água por célula, necessária para atingir a máxima eficiência, é feita mediante a simples inspeção visual e a conseguinte variação do nível de água na bandeja. A manutenção das bandejas abertas não oferece problemas e pode ser realizada mesmo com a torre em operação.

Raramente se utiliza este sistema para torres com fluxo em contracorrente, devido às dificuldades de projeto e ao ajuste da distribuição de água. Ocorre interferência com o fluxo de ar.

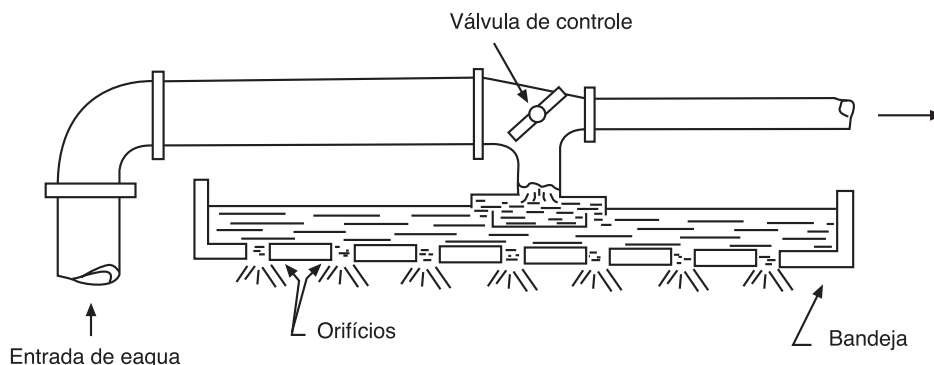



Figura 3.55 - Sistema de distribuição por gravidade

Sistema por pressão

A maior parte das torres com fluxo em contracorrente se encontra equipada com sistemas de pulverização por pressão com os bicos voltados para baixo. Este sistema não só atua como distribuidor de água como contribui diretamente com o rendimento da torre.

Os problemas associados a este tipo de sistema referem-se, principalmente a manutenção e regulagem do fluxo de água. A sujeira acumulada nos ramais e nos pulverizadores é de difícil limpeza e além disso, estes se encontram posicionados abaixo

dos eliminadores de gotas. Existe ainda o problema de se igualar a vazão nas diferentes células, que é um requisito imprescindível para se conseguir o funcionamento adequado da torre.

A Figura 3.56 apresenta um sistema por pressão com distribuição através de tubulação fixa, enquanto a Figura 3.57 apresenta um sistema por pressão rotativo.

O primeiro é constituído por um coletor central, do qual parte uma série de ramais laterais, eqüidistantes e simétricos, de tal forma que a rede formada cobre a superfície da torre, repartindo a vazão de água de forma homogênea. A velocidade da água nos ramais oscilam entre 1,5 e 2,0 m/s.

Os distribuidores rotativos possuem um coletor vertical central com braços horizontais que cobrem diametralmente a planta da torre, que deve necessariamente ser circular. O movimento do braço resulta da força de reação ao movimento de saída da água sob pressão através dos pulverizadores, que formam um determinado ângulo com a vertical.

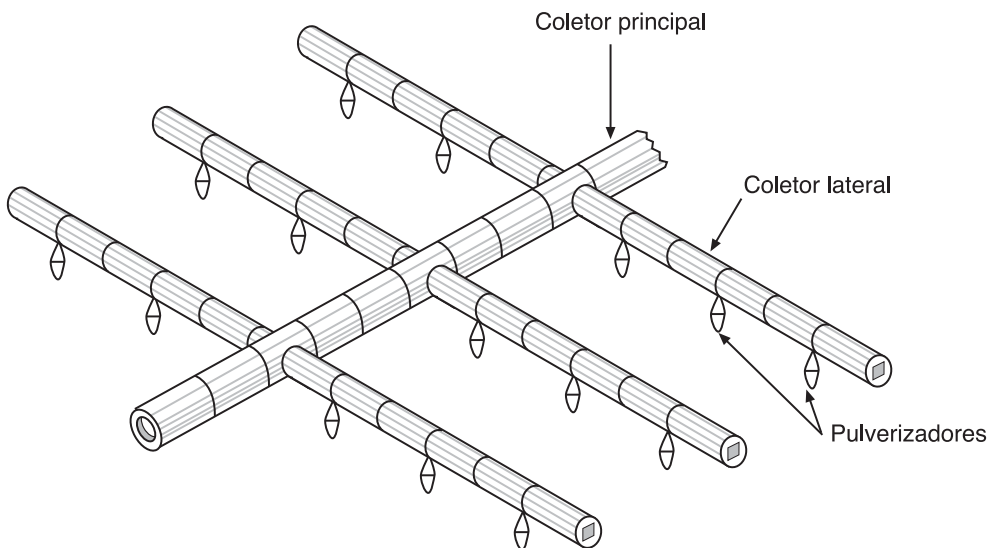



Figura 3.56 - Sistema por pressão com distribuição através de tubulação fixa

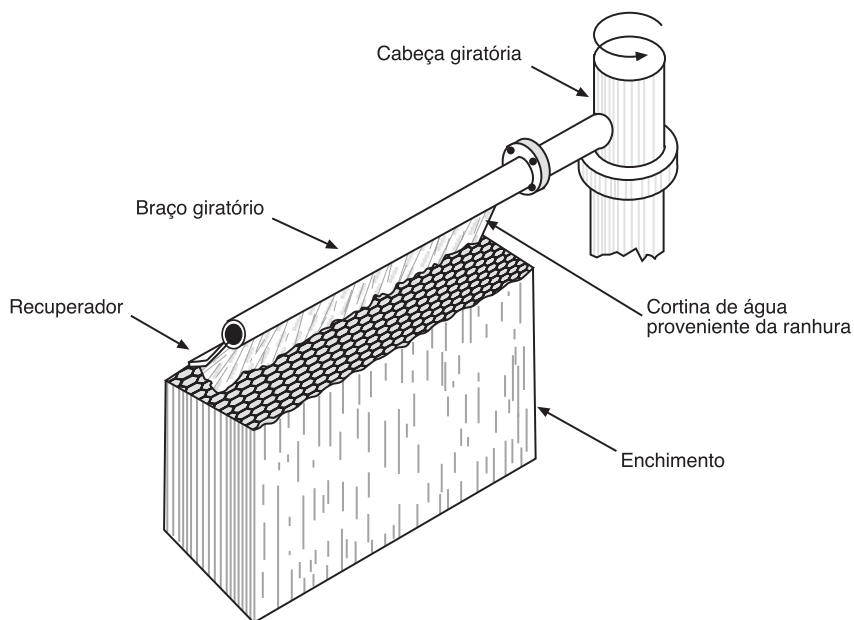



Figura 3.57 - Sistema por pressão rotativo

Enchimento

O enchimento nas torres tem como missão acelerar a dissipação de calor. Isto é conseguido aumentando-se o tempo de contato entre a água e o ar, favorecendo a presença de uma ampla superfície úmida, mediante a criação de gotas ou películas finas.

O enchimento deve ser de um material de baixo custo e de fácil instalação. Além de ser um bom transmissor de calor, deve oferecer pouca resistência à passagem de ar e proporcionar e manter uma distribuição uniforme de água e de ar durante todo o tempo de vida da torre. Também é importante que o material apresente boa resistência a deterioração.

Os diferentes tipos de enchimento podem ser classificados dentro das seguintes categorias:

Enchimento de gotejamento ou de respingo

Ainda que existam muitas disposições diferentes, o propósito básico consiste em gerar pequenas gotas de água, em cuja superfície se verifica o processo de evaporação (Figura 3.58).

Este efeito é conseguido mediante a queda da água sobre uma série de camadas superpostas compostas por barras, enquanto o ar se movimenta no sentido horizontal (fluxo cruzado) ou vertical (fluxo em contracorrente). A água, ao cair, se quebra em gotas cada vez menores.

Uma das exigências mais importantes desse tipo de enchimento é o correto nivelamento das barras, pois de outro modo a água escorreria ao longo destas, desequilibrando a distribuição da cortina de água e prejudicando o rendimento da torre. A altura do enchimento é superior à requerida pelos sistemas laminares e o arraste e gotas é importante, o que obriga a utilização de eliminadores de gota de alto rendimento.

Enchimento de película ou laminar

Este tipo de enchimento proporciona maior capacidade de resfriamento, para um mesmo espaço ocupado, que o de gotejamento. Sua eficiência depende da capacidade de distribuir a água numa fina película que escoa sobre grandes superfícies, com o objetivo de proporcionar a máxima exposição da água a corrente de ar (Figura 3.59 e Figura 3.60).

Como este tipo é mais sensíveis às irregularidades da vazão de ar e à distribuição de água, o desenho da torre deve garantir sua uniformidade através de todo o enchimento.

Sua principal vantagem é a ausência de gotas, o que reduz enormemente as perdas por arraste e possibilita o aumento da velocidade da corrente de ar, que, como conseqüência, conduz a diminuição da altura do enchimento e da altura de bombeamento. Dessa maneira, os custos de operação são reduzidos.

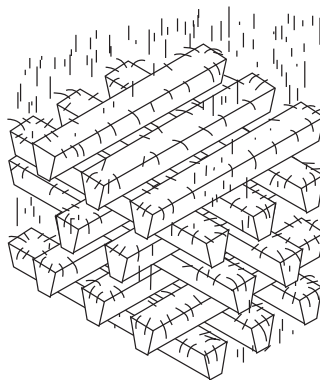



Figura 3.58 - Enchimento por respingo ou gotejamento

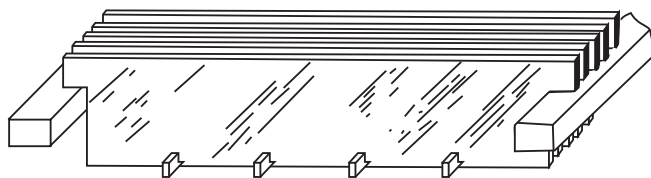



Figura 3.59 - Enchimento de película ou laminar de placas de fibrocimento

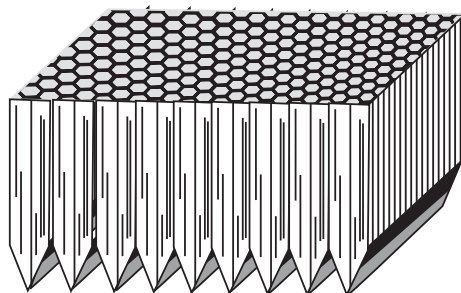



Figura 3.60 - Enchimento de película ou laminar de placas onduladas

O principal inconveniente dos enchimentos laminares é a sua tendência em acumular depósitos e sujeiras entre as placas paralelas que os constituem. Este fenômeno conduz a obstruções parciais e à formação de canais preferenciais por onde escorre a água, rompendo a homogeneidade da película.

Enchimento tipo misto

Este tipo de enchimento baseia-se em uma pulverização por gotejamento, porém com a formação de uma película nas superfícies laterais das barras, aumentando, dessa forma, o efeito conseguido pelo gotejamento (Figura 3.61).

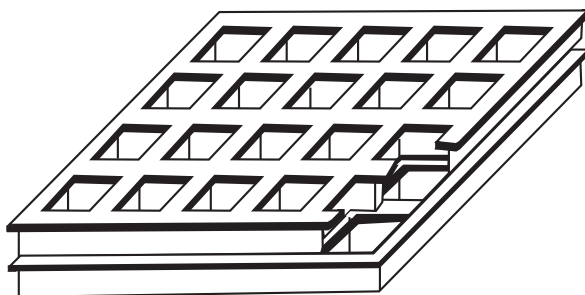



Figura 3.61 - Enchimento tipo misto

Materiais

A madeira é o material mais tradicional dos sistemas de gotejamento. A vida média, apesar do progresso nos métodos de tratamento, não supera, em geral, 20 anos de serviço. Sua utilização está em decadência.

Os enchimentos de metal têm sido utilizados em casos especiais em que se deseja alta relação entre área de contato e volume. Em condições normais não são competitivos, devido ao alto custo.

O fibrocimento é utilizado principalmente nos enchimentos laminares de torres industriais, especialmente as de tiragem natural, por apresentar boa resistência e não ser atacado por matéria orgânica. Entre seus inconvenientes, podem ser citados seu elevado peso em relação ao volume e sua elevada sensibilidade às águas ácidas e aos íons sulfato.

Os plásticos apresentam alto tempo de vida, e sua utilização tem se estendido cada vez mais. São especialmente apropriados para enchimentos laminares em pequenas torres produzidas em série e enchimentos mistos.

Defletores de ar

É utilizado em torres de tiragem induzida, para conduzir o ar em direção ao interior de forma eficiente, e para prevenir as perdas de água decorrentes da ação do vento. Também pode ser utilizado para eliminar os problemas de formação de gelo no inverno. A distribuição do ar e a retenção de água estão diretamente relacionadas com a inclinação, a largura e o espaçamento dos painéis.

Existem determinados projetos em que a inclinação dos painéis pode ser modificada, a fim de adaptar-se às condições climáticas existentes, podendo se chegar ao fechamento completo dos painéis pela possibilidade de formação de gelo ou do arraste de água pelo ar a alta velocidade.

Eliminadores de gotas

A função principal deste componente consiste em reter as pequenas gotas arrastadas pelo ar que abandona a torre. Basicamente, o eliminador de gotas atua provocando brus-

cas mudanças de direção da corrente de ar (Figura 3.62). A força centrífuga resultante separa as gotas de água, depositando-as na superfície do eliminador e, posteriormente, sobre o enchimento. A atuação do eliminador de gotas proporciona três efeitos positivos: diminui as perdas de água; evita possíveis danos aos equipamentos adjacentes a torre; e limita a formação de névoa.

Um efeito secundário é a uniformização do fluxo de ar através do enchimento, como resultado da baixa pressão criada no espaço entre os eliminadores e os ventiladores, devido à oposição que se faz ao fluxo de ar.

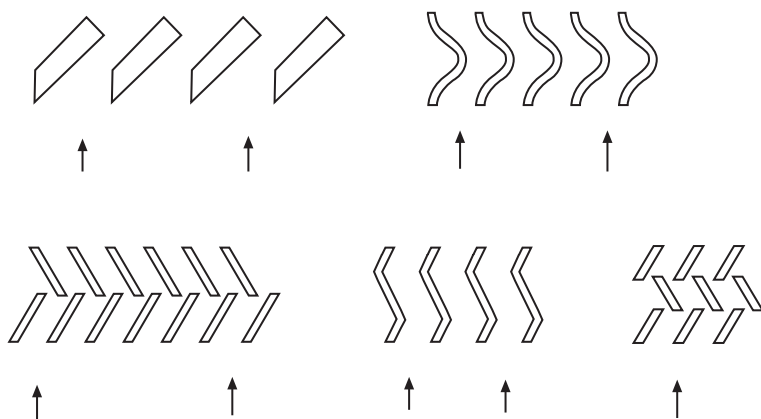



Figura 3.62 - Tipos de eliminadores de gotas

Os materiais utilizados devem resistir a atmosferas corrosivas e erosivas. Podem ser de madeira tratada, chapa galvanizada ou alumínio. Atualmente, existe uma tendência de utilização de lâminas de fibrocimento ou plástico (PVC).

Ventiladores

Existem dois tipos fundamentais de ventilador: axial, no qual o ar mantém a direção do eixo antes e após sua passagem pelo rotor; e centrífugo, no qual o ar é descarregado na direção normal à direção de entrada.

O ventilador axial é apropriado para movimentar grandes volumes de ar, com um aumento de pressão pequeno. Seu uso encontra-se mais difundido em instalações industriais. É relativamente de baixo custo e pode ser utilizado em torres de qualquer tamanho.

Com chaminés corretamente projetadas, o ventilador axial opera com eficiências de 80 a 85%. Os diâmetros podem alcançar 9 metros, ainda que oscilem entre 3 e 7 metros em instalações industriais. Em certos casos os ângulos de ataque das pás podem ser alterados pelo simples afrouxamento das braçadeiras de união ao cubo central. Geralmente, utilizam-se materiais metálicos, ainda que o uso de ventilador com pás de plástico está se difundindo devido ao custo atraente e à boa resistência ao ataque químico.

O ventilador centrífugo é constituído por uma carcaça e um rotor, podendo ser de simples ou dupla aspiração. Nas torres produzidas em série, para aquelas que requerem baixos níveis sonoros, utiliza-se normalmente ventilador de dupla aspiração lateral, particularmente adequado para fornecer pequenas vazões e pressões maiores que o ventilador axial.

Existem três tipos de ventilador centrífugo: de pás radiais; de pás curvadas para frente; e de pás curvadas para trás. O de pás curvadas para frente é os mais utilizado em torres de resfriamento, pois, devido à alta velocidade dor ar que abandona o rotor, pode trabalhar com uma menor rotação, com a conseqüente redução no nível de ruído. Além disso, para um dado serviço, possui menores dimensões e, portanto, é mais econômico. Os materiais utilizados são metálicos, e não existe possibilidade de alteração na inclinação das pás.

Bomba

Os sistemas de bombeamento para recirculação de água na torre consomem fração importante da potência requerida para o sistema de resfriamento. Quase sempre são empregadas bombas centrífugas, de um ou vários estágios, dependendo da vazão e altura manométrica requeridas.

Em instalações importantes, é comum a utilização de duas bombas em serviço e uma de reserva.

Motor

Os motores elétricos utilizados para acionar os ventiladores das torres de tiragem mecânica devem operar em condições adversas, já que se encontram expostos às condições do tempo, a atmosferas contaminadas e a alta umidade, conseqüência do funcionamento da torre. A colocação do motor fora da chaminé da torre evita que o ar de resfriamento da carcaça tenha quantidade elevada de umidade, além de facilitar a manutenção.

Os motores de duas velocidades são especialmente convenientes para o caso em que o período de operação se estenda ao longo de todo o ano. Com este tipo de motor pode-se reduzir consideravelmente a potência consumida em períodos frios ou durante a noite.

3.3.6 Acessórios

Pressostato

Pressostato é um interruptor elétrico comandado pela pressão. O ajuste da pressão se faz por meio de um parafuso. Em alguns modelos o diferencial de pressão (diferença entre a pressão de desarme e a pressão de rearme) é regulável. O rearme pode ser automático ou manual.

Pode ser classificado em:

- pressostato de baixa pressão, que desliga, quando a pressão de sucção se torna inferior a um determinado valor;
- pressostato de alta pressão, que desliga, quando a pressão de descarga se torna superior a um determinado valor;
- pressostatos de alta e baixa, que reúne os dois tipos anteriores em um único aparelho; e
- pressostatos diferencial, destinado ao controle da pressão do óleo de lubrificação dos compressores, que desligam quando a diferença entre a pressão da bomba e o cárter do compressor é insuficiente para uma lubrificação adequada.

Termostato

É um dispositivo que permite o ajuste da faixa de temperatura de operação, fechando ou abrindo contatos elétricos. Pode ser classificado de acordo com o elemento de medição de temperatura como: bimetálico, de bulbo sensor de temperatura e de resistência elétrica.

a) Bimetálico: converte variações de temperatura em deflexões de uma barra metálica, fechando ou abrindo os contatos. O bimetal é preparado justapondo-se dois tipos de

metais diferentes, que apresentam diferentes coeficientes de dilatação térmica. Assim, o conjunto se deflete quando a temperatura varia.

b) Termostato com bulbo sensor de temperatura: quando a temperatura no bulbo (que contém um gás ou um líquido) aumenta, há também aumento de pressão no fluido que é transmitido ao fole do termostato. O movimento do fole proporciona o fechamento ou a abertura dos contatos através do mecanismo de alavanca.

c) Termostato eletrônico: composto por um termistor que é um resistor cuja resistência varia (de forma não linear) com a temperatura. O termistor pode estar em contato com o ar ou com a água. A comutação dos contatos fica sendo em função da temperatura. Um aumento de temperatura resultará na diminuição da resistência.

Filtro e secador

O filtro é empregado para eliminar partículas estranhas nas tubulações de sistemas refrigeração. É constituído por um invólucro metálico, no interior do qual se encontra uma tela de malha fina, feito de níquel ou bronze. Pode ser montado tanto na linha de sucção como na linha de líquido. Quando colocado na linha de sucção evita que impurezas penetrem no compressor juntamente com o vapor de refrigerante. O filtro na linha de líquido destina-se a evitar que impurezas fluam para o evaporador juntamente com o refrigerante líquido.

O filtro secador, além da função de filtro descrita anteriormente, é destinado a eliminar a umidade que, apesar dos cuidados tomados antes e durante a carga, sempre está presente nas instalações de refrigeração, ocasionando diversos problemas. É constituído por um corpo com elementos filtrantes cheio de material altamente higroscópico (sílica gel). O filtro secador é colocado normalmente nas linhas de líquido.

Como o filtro secador oferece uma perda de carga considerável, quando instalado na sucção das instalações de médio e grande porte costuma-se deixá-lo no circuito por um período de 10 a 15 dias e retirá-lo depois ou fazer um by pass de modo a isolá-lo por meio de válvulas (Figura 3.63).

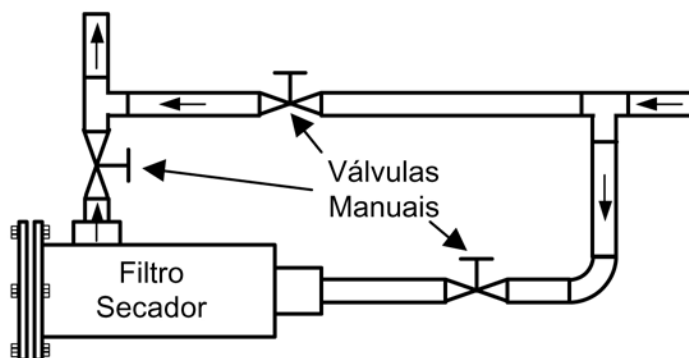



Figura 3.63 - Filtro secador de saída lateral

Separador de óleo

O separador de óleo é utilizado quando o retorno de óleo em um sistema é inadequado, difícil de ser obtido ou, ainda, quando a quantidade de óleo em circulação é excessiva, causando perda de eficiência em razão do acúmulo nas superfícies de troca de calor. Compressores frigoríficos são lubrificados pelo óleo colocado no cárter, que circula por suas diversas partes. Em um compressor hermético, o óleo também lubrifica os rolamentos do motor. Durante a operação do compressor, uma pequena quantidade do óleo de lubrificação é arrastada pelo vapor na descarga. Esse óleo, circulando ao longo do sistema frigorífico, não provoca danos, porém em quantidade excessiva no condensador, nos dispositivos de controle do fluxo de refrigerante, no evaporador e nos filtro interferirá no funcionamento destes componentes. Em instalações de baixa temperatura, se o óleo escoar ao longo do sistema ele se tornará espesso e dificilmente poderá ser removido do evaporador. A fim de evitar estes problemas, instala-se um separador de óleo entre a descarga do compressor e o condensador.

A utilização do separador de óleo é recomendada para:

a) sistemas que utilizam refrigerantes não miscíveis ao óleo;

b) sistemas de baixa temperatura; e

c) sistemas que empregam evaporadores de retorno sem resíduos, tais como resfriadores de líquido inundados, quando as linhas de purga de óleo e outras previsões especiais devem ser tomadas para o retorno do óleo.

O separador de óleo consiste das seguintes partes:

- tanque ou cilindro externo revestido por um isolamento térmico, de maneira a impedir a condensação do vapor;
- filtros ou chicanas que coletam o óleo;
- válvula de agulha controlada por bóia; e
- linha de retorno do óleo ao compressor.

O óleo retido pelos filtros devido à desaceleração do escoamento acumula-se no fundo do tanque. Quando o nível do óleo atinge um valor prescrito, a bóia provoca a abertura da válvula de agulha. Uma vez que a pressão no separador é maior do que a pressão no cárter do compressor, o óleo acumulado escoa para o cárter do compressor.

Os separadores de óleo são muito eficientes, deixando apenas uma quantidade mínima de óleo escoar ao longo do circuito. Estes dispositivos são comumente usados em instalações de grande porte.

Válvulas solenóide

A válvula solenóide é comandada eletricamente por meio de solenóides. Pode ser classificada em: normalmente abertas e normalmente fechadas. O comando elétrico pode ser acionado por um termostato, pressostato ou, mesmo, por um simples interruptor manual. Seu princípio de operação, como pode ser visto na Figura 3.64, é o seguinte:

a) Quando o circuito elétrico da válvula é aberto, a bobina é desenergizada de modo que o peso da armadura e a ação da mola forçam a agulha de volta ao seu assento.

b) Ao se energizar a bobina, a armadura se move para cima em direção ao centro da bobina, abrindo a válvula.

Basicamente, usa-se válvula de duas ou de três vias. Ambas controlam o fluxo de refrigerante líquido para a válvula de expansão. Algumas vezes, são usadas para controlar estágios de capacidade de compressores ou para atuar sobre válvulas de expansão com a finalidade de promover o recolhimento de refrigerante.

Durante a execução de vácuo inicial ou o recolhimento do refrigerante do sistema para reparos, a válvula solenóide deve ser mantida aberta, manual ou eletricamente.

Em instalações comerciais de grande porte, é recomendável utilizar-se a válvula solenóide operada por piloto.

Exceto quando a válvula solenóide for especialmente projetada para instalação horizontal, ela deve ser sempre montada na posição vertical, com a bobina voltada para cima.

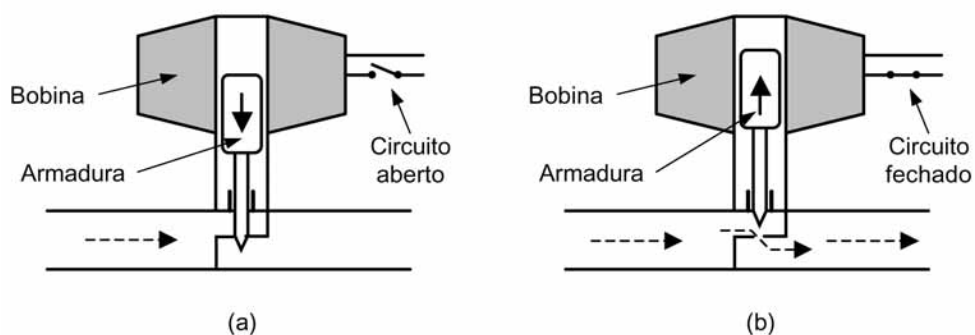



Figura 3.64 - Válvula solenóide, (a) fechada (b) aberta

Para a especificação de válvula solenóide deve ser considerada:

- a vazão de refrigerante através da válvula;
- a diferença máxima de pressão permitida pela válvula; e
- a perda de carga causada pela válvula.

Visores de líquido

Visor de líquido é uma peça que contém dispositivos que permite verificar a passagem de líquido e a presença de umidade. É colocada na saída do reservatório de líquido ou na entrada do evaporador, permitindo verificar se a carga de refrigeração está completa e se existe umidade no sistema. As seguintes cores são utilizadas para indicar a quantidade de umidade no sistema:

- verde → ausência de umidade
- amarelo → presença de umidade
- marrom → contaminação total do sistema

3.3.7 Fluido refrigerante

Fluido frigorífico, fluído refrigerante ou, simplesmente, refrigerante é uma substância empregada como veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração. Inicialmente, utilizaram-se, como refrigerante substâncias com NH_3, CO_2, SO_2 e CH_3Cl. Mais tarde, com a finalidade de atingir temperaturas em torno de -75ºC, utilizaram-se substâncias com N_2O, C_2H_6 e, mesmo, o propano. Com o desenvolvimento de novos equipamentos pelas indústrias frigoríficas, cresceu por necessidade de novos refrigerantes.

O emprego da refrigeração mecânica nas residências e o uso de compressores rotativos e centrífugos determinaram a pesquisa de novos produtos, levando à descoberta dos CFCs (hidrocarbonetos à base de flúor e cloro). Os CFCs reúnem, numa combinação única, várias propriedades desejáveis: não são inflamáveis, explosivos ou corrosivos; são extremamente estáveis; e são muito pouco tóxicos.

Em 1974, foram detectados pela primeira vez problemas com CFCs. Demonstrou-se que compostos clorados poderiam migrar para a estratosfera e destruir moléculas de ozônio. Por serem altamente estáveis, ao se liberarem na superfície terrestre conseguem atingir a estratosfera antes de serem destruídos. Os CFCs foram então condenados como os maiores responsáveis pelo aparecimento do buraco na camada de ozônio sobre a Antártica.

A camada de ozônio tem uma função importantíssima na preservação da vida. Ela é responsável pela filtragem dos raios ultravioleta, que, em quantidades elevadas, são prejudiciais ao meio ambiente. Ao ser humano podem causar doença da pele, como queimadura, câncer e envelhecimento precoce.

Devido ao efeito dos CFCs sobre a camada de ozônio estratosférico, o Protocolo de Montreal, de 1986, determinou sua substituição, provocando uma verdadeira revolução na indústria frigorífica. A substituição dos CFCs, juntamente com o desenvolvimento de equipamentos eficientes, constitui um verdadeiro desafio. Novos componentes e equipamentos têm sido desenvolvidos e novas tecnologias tem sido introduzidas, especialmente aquelas relacionadas à eletrônica e à informática.

Nos últimos dez anos, têm surgido inúmeros substitutos dos CFCs, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados, quer como substâncias puras, quer como misturas binárias ou ternárias. Refrigerantes naturais, como CO_2, têm sido seriamente cogitados pela comunidade científica e industrial.

A amônia tem sido adotada na maioria das instalações industriais de construção recente, dominando o setor. Uma vasta gama de produtos alternativos aos CFCs tem sido colocada no mercado pelos produtores de compostos halogenados, tornando difícil ao projetista decidir quanto ao refrigerante que melhor se ajuste à sua instalação em particular. Determinados setores da indústria optaram por um substituto em particular, como no caso do condicionamento de cabinas para aplicações automotivas, onde o CFC-12 foi substituído pelo HCFC-134a.

O afinamento da camada de ozônio, segundo modelos das reações fotoquímicas envolvendo a irradiação solar ultravioleta, resulta de um efeito em cadeia promovido por átomos de cloro (e bromo), entre outros. Os átomos de cloro são transportados por compostos clorados, emitidos na biosfera, atingindo a estratosfera. Devido a sua estabilidade química, as moléculas desses compostos mantêm sua integridade durante todo o período em que permanecem na atmosfera até atingirem a estratosfera. Essa estabilidade química é justamente uma das características que credenciou os CFCs como refrigerantes. Uma molécula de refrigerante R12, que é um CFC, apresenta uma vida útil na atmosfera da ordem de 100 anos, tempo suficiente para que, eventualmente, atinja a estratosfera, transportada por correntes atmosféricas.

De acordo com a Resolução 267, de 14 de setembro de 2000, do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), ficou estabelecida a proibição em todo o território nacional da utilização do CFC-11, CFC-12, além de outras substâncias que agridem a camada de ozônio, em instalações de ar condicionado central, instalações frigoríficas com compressores de potência unitária superior a 100 HP e em sistemas de ar condicionado automotivo. Tornou-se proibida, a partir de 1º de janeiro de 2001, a utilização dessas substâncias em refrigeradores e congeladores domésticos, assim como em todos os demais equipamentos e sistemas de refrigeração.

As importações de CFC-12 sofrerão reduções gradativas em peso, da seguinte forma:

a) 15% no ano de 2001;

b) 30% no ano de 2002;

c) 55% no ano de 2003;

d) 75% no ano de 2004;

e) 85% no ano de 2005;

f) 95% no ano de 2006; e

g) 100% no ano de 2007.

As importações de CFC-11 só são permitidas em situações especiais, descritas na Resolução, como para suprir os consumos das empresas cadastradas no Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA) e que tenham projetos de conversão às tecnologias livres dessa substância. A Tabela 3.6 apresenta as datas previstas para a proibição dos CFCs.

TABELA 3.6: RESUMO DAS DATAS PREVISTAS PARA A PROIBIÇÃO DOS CFCS

"PHASE-OUT"	REFRIGERANTE	AÇÃO
1996	R11, R12, R500	Extingue a produção dos refrigerantes. Equipamentos não mais fabricados.
2010	HCFC-22	Pára a fabricação de equipamentos
2040	HCFC-22	Pára a fabricação do refrigerante no hemisfério Sul
2020	HCFC-123	Pára a fabricação de equipamentos
2030	HCFC-123	Pára a fabricação do refrigerante

Nos últimos anos, o problema da camada de ozônio tem se associado ao problema do efeito estufa. O efeito estufa consiste na retenção de parte da energia solar incidente, devido à presença de certos gases na atmosfera, que atuam de forma semelhante a um vidro, sendo transparentes à irradiação solar na faixa de comprimentos de onda que sensibilizam a retina, que, a grosso modo varia entre 0,4 e 0,7μm, mas opacos à radiação infravermelha, caracterizada por comprimentos de onda superiores a 0,7μm. Boa parte da energia solar se compõe de fótons na faixa visível de comprimentos de onda, ao passo que a superfície terrestre emite energia radiante na faixa de comprimentos de onda que correspondem à radiação infravermelha. Dessa forma, parte da irradiação solar incidente vai

sendo progressivamente armazenada, provocando aumento na temperatura da superfície terrestre. Esse processo é semelhante ao que ocorre numa estufa. Daí o nome "efeito estufa". A maioria dos compostos halogenados utilizados em instalações frigoríficas, inclusive os substitutos, pode provocar o efeito estufa. Entretanto, como suas emissões são muito inferiores às do CO_2, que é o principal responsável pelo efeito estufa, sua ação não é tão significativa.

Para a caracterização do nível de ação sobre a camada de ozônio e do efeito estufa, dois índices foram criados. O primeiro refere-se à camada de ozônio; quantifica o potencial de destruição dessa camada que o particular composto apresenta em relação ao refrigerante R11, ao qual é atribuído o valor 1. Esse índice é denominado "Potencial de destruição da camada de ozônio" designado pelas iniciais ODP do inglês "Ozone Depleting Potential". O segundo índice refere-se ao efeito estufa, que é resultado de dois efeitos: o efeito direto, causado pela presença física do composto na atmosfera; e o efeito indireto, resultante da emissão de CO_2 pela queima de um combustível fóssil para produzir a energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. O índice para o efeito estufa é o GWP, do inglês "Global Warming Potential", que é relativo ao efeito estufa direto causado pelo refrigerante R11, ao qual é atribuído arbitrariamente o valor 1.

A características desejáveis de um refrigerante são:

- Pressão de vaporização não muito baixa - é desejável que o refrigerante apresente uma pressão correspondente à temperatura de vaporização não muito baixa, para evitar vácuo elevado no evaporador, e um valor baixo da eficiência volumétrica do compressor, devido à grande relação de compressão.

- Pressão de condensação não muito elevada - temperatura de condensação, que é função da temperatura da água ou do ar de resfriamento, quanto menor for a pressão de condensação do refrigerante menor será a relação de compressão e, portanto, melhor o desempenho do compressor. Além disso, se a pressão no lado de alta pressão do ciclo de refrigeração for relativamente baixa, esta característica favorece a segurança da instalação.

- Calor latente de vaporização elevado - se o refrigerante tiver um alto calor latente de vaporização, será necessário menor vazão do refrigerante para uma dada capacidade de refrigeração.

- Volume específico reduzido (especialmente na fase vapor) - se o refrigerante apresentar alto valor do calor latente de vaporização e pequeno volume específico, na fase de

vapor, a vazão em volume no compressor será pequena e o tamanho da unidade de refrigeração será menor, para uma dada capacidade de refrigeração. Entretanto, em alguns casos de unidades pequenas de resfriamento de água com compressor centrífugo é, às vezes, preferível que o refrigerante apresente valores elevados do volume específico, devido à necessidade de aumentar a vazão volumétrica do vapor de refrigerante no compressor, para impedir a diminuição de eficiência do compressor centrífugo.

- Coeficiente de performance elevado - o refrigerante utilizado deve gerar um coeficiente de performance elevado, pois o custo de operação está essencialmente relacionado a este coeficiente.

- Condutibilidade térmica elevada - um valor elevado da condutibilidade térmica do refrigerante é importante para a melhoria das propriedades de transferência de calor.

- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa - devido ao pequeno atrito fluido dos refrigerantes pouco viscosos, as perdas de carga serão menores.

- Baixa constante dielétrica, grande resistência elétrica e característica de não-corrosão dos materiais isolantes elétricos - características especialmente importantes para aqueles refrigerantes utilizados em ciclos de refrigeração com compressores herméticos.

- Devem ser estáveis e inertes - ou seja, não devem reagir e corroer os materiais metálicos da instalação de refrigeração.

- Não deve ser poluente.

- Não devem ser tóxicos ou excessivamente estimulantes - apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem em sistemas fechados, a possibilidade de vazamentos impõe que os compostos utilizados como refrigerantes apresentem nível reduzido de toxicidade, o que é satisfeito pela maioria dos CFCs.

- Não devem ser inflamáveis ou explosivos - a possibilidade de vazamentos também impõe que os refrigerantes não sejam inflamáveis, devido ao risco de incêndio e explosão.

- Devem ser de detecção fácil quando houver vazamentos - a facilidade de detecção do refrigerante é importante nas instalações de grande porte. A rápida detecção pode evitar a perda completa da carga de refrigerante da instalação.

- Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis - a disponibilidade comercial do refrigerante está intimamente associada a seu preço. O uso de um refrigerante ideal que apresente um custo elevado torna-se impraticável.

O National Institute of Standards (NIST), dos EUA, realizou pesquisa em que examinou mais de 800 fluidos industriais quanto ao potencial para uso como refrigerante, devendo ser satisfeitas as seguintes condições termodinâmicas:

1ª) Temperatura de fusão inferior a -40ºC;

2ª) Temperatura crítica superior a 80ºC;

3ª) Pressão de saturação a 80ºC inferior a 50MPa; e

4ª) $h_{lv/vv}$ superior a 1kJ/litro.

A 1ª e 2ª condições visam à eliminação de fluidos com ponto de fusão e temperatura crítica próximos da faixa de operação típica de aplicações frigoríficas. A 3ª condição visa à eliminação de fluidos excessivamente voláteis, associados a pressões excessivamente elevadas. A 4ª condição está relacionada ao tamanho do compressor. A pesquisa revelou que as condições impostas foram satisfeitas por 51 compostos, cujos perfis são apresentados abaixo:

- 15 hidrocarbonetos;
- 5 compostos oxigenados (éteres e aldeídos, etc.);
- 5 compostos nitrogenados (NH_3, metilamina, etc.);
- 3 compostos de enxofre (SO_2, etc);
- 4 miscelâneas; e
- 19 hidrocarbonetos hidrogenados (R12, R22, R11, etc.).

Não foram envolvidas na pesquisa as misturas, que se tornaram populares nos últimos anos devido à necessidade de refrigerantes alternativos aos CFCs para satisfazer determinadas condições operacionais. É possível fazer combinações de duas ou mais espécies químicas, que em proporções adequadas resultam num composto com as características desejadas. De maneira geral, os refrigerantes podem ser classificados nas seguintes categorias:

- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;

- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Compostos orgânicos; e
- Compostos inorgânicos.

Os refrigerantes são designados, de acordo com a norma ASHRAE 34-1992, por números de, no máximo, quatro algarismos, de acordo com a seguinte regra:

- O primeiro algarismo da direita indica o número de átomos de flúor na molécula;
- O segundo algarismo indica o número de átomos de hidrogênio mais 1;
- O terceiro algarismo indica o número de átomos de carbono menos 1; e
- O quarto algarismo a partir da direita é utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados

Uma forma simples da regra de numeração dos refrigerantes é a seguinte:

(C-1) (H+1) (F)

As valências não preenchidas correspondem aos átomos de cloro na molécula.

TABELA 3.7: RELAÇÃO DE ALGUNS REFRIGERANTES, SUA DESIGNAÇÃO, NOME E COMPOSIÇÃO QUÍMICA

FAMÍLIA	COMPOSIÇÃO QUÍMICA	NOME	Nº	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados	CCl_3F	Tri cloro monoflúor metano	11	1	1
	CCl_2F_2	Bi cloro bi flúor metano	12	1	3,20
	$CClF_3$	Mono cloro tri flúor metano	13		
	$CHCl_2F$	Hidro bicloro mono flúor metano	22	0,05	0,34
	CHF_3	Hidro tri flúor metano	23	0	N/d
	CH_2F_2	Bi hidro bi flúor metano	32	0	0,12

TABELA 3.7: CONTINUAÇÃO

FAMÍLIA	COMPOSIÇÃO QUÍMICA	NOME	Nº	ODP	GWP
	$C_2HCl_2F_3$	Hidro bicloro biflúor etano	123	0,02	0,02
	C_2HF_5	Hidro pentaflúor etano	125	0	0,84
	$C_2H_2F_4$	Bi hidro tetra flúor etano	134a	0	0,28
	$C_2H_4F_2$	Tetra hidro bi flúor etano	152a	0	0,03
Misturas não azeotrópicas	22/152a/124 (53%/13%/34%)	-	401A	0,03	0,22
	125/290/22 (60/2/38)	-	402A	0,02	0,52
	290/22/218 (5/75/20)	-	403A		
	125/143a/134a (44/52/4)	-	404A	0	0,94
	32/125/134a (20/40/40)	407C	0	0,38	
	22/124/142b (60/25/15)	-	409A	0,05	0,30
Misturas azeotrópicas*	12/152a (73,8/26,2)	-	500		
	22/115 (48,8/51,2)	-	502	0,22	3,7
	125/143a (50/50)	-	507A		
Hidrocarbonetos	C_2H_6	Etano	170		
	C_3H_8	Propano	290		
	C_4H_{10}	Butano	600		
	C_4H_{10}	Butano normal (isobutano)	600a		
Compostos Inorgânicos	NH_3	Amônia	717	0	0
	H_2O	Água	718	0	0
	CO_2	Dióxido de carbono	744		

Na coluna da composição química, indica-se a designação dos componentes; e entre parênteses, a composição da mistura em base mássica.

O primeiro algarismo nulo a partir da esquerda, por convenção, não é escrito. Este é o caso do R12, cuja composição química é CCl_2F_2. Como esse refrigerante apresenta apenas um átomo de carbono e como C-1 é nulo, sua designação é feita por um número de dois algarismos.

Os isômeros são designados pelos sufixos "a", "b", "c", etc., em ordem crescente de assimetria espacial. Este é o caso do R134a, que é um isômero espacial do composto 134. As misturas não azeotrópicas são designadas pela série 400, em ordem crescente de cronologia de aparecimento. As misturas azeotrópicas são designadas pela série 500; os compostos orgânicos, pela série 600; e os compostos inorgânicos, pela série 700, em ordem crescente, de acordo com a massa molecular. A amônia, NH_3, por exemplo, de massa molecular 17, é designada como refrigerante 717; e a água, H_2O, de massa molecular 18, é designada como refrigerante 718.

Dependendo do seu comportamento durante a mudança de fase, as misturas são designadas como azeotrópicas ou não azeotrópicas. Para um melhor entendimento, seja considerada uma mistura homogênea no estado líquido, inicialmente, a uma temperatura T_1, aquecida à pressão constante em um cilindro provido de pistão, conforme mostrado na Figura 3.65. Até que seja atingida uma temperatura T_2, a qual depende da concentração, a solução permanecerá na fase líquida.

Aumentando-se a temperatura além de T_2, o pistão começa a deslocar-se, indicando que se iniciou a vaporização, como mostra a Figura 3.66. Nesta fase, constata-se que as concentrações do líquido e do vapor são diferentes da concentração original, conforme apresentado na Figura 3.67. Traçando se uma reta horizontal, determinam-se os pontos 3 e 4, que correspondem às concentrações do líquido e do vapor, respectivamente. Quando não houver mais líquido, o vapor terá atingido o ponto 5, e a sua concentração será igual à original.

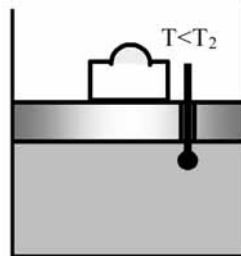



Figura 3.65 - Mistura homogênea no estado líquido

A partir do ponto 5, qualquer adição de calor provocará o superaquecimento do vapor, mas a concentração do mesmo será constante. Repetindo essa experiência à mesma pressão, mas com concentrações diferentes, os resultados obtidos permitirão obter as chamadas "linhas de equilíbrio do líquido em vaporização e do vapor em condensação", em função da temperatura e da concentração (Figura 3.67).

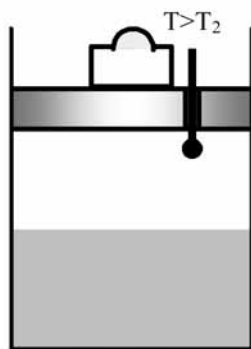



Figura 3.66: Mistura homogênea, líquido e vapor

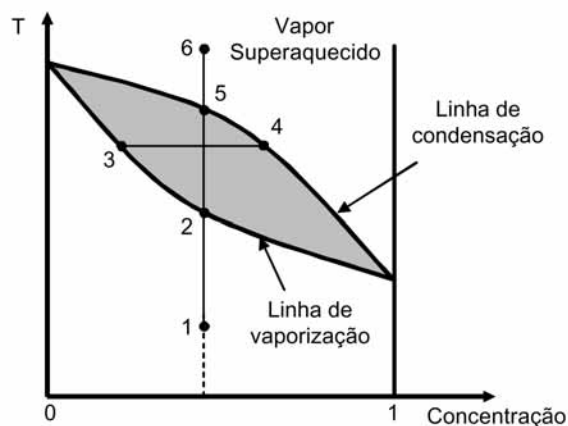



Figura 3.67 - Diagrama Concentração(temperatura

Se a experiência for invertida, isto é, partindo-se do vapor superaquecido e retirando-se calor, observa-se que ao atingir a temperatura T_5 (Figura 3.67), a qual depende da concentração, inicia-se a condensação do vapor com formação de líquido de baixa concentração em fluido mais volátil, concentração essa que aumentará progressivamente até que, no

final da condensação, seja atingida a concentração original do vapor.

É importante observar que uma mistura binária homogênea, ao contrário do que ocorre com substâncias puras, não tem uma temperatura fixa de vaporização e de condensação para cada pressão. Sua temperatura de início de condensação é diferente da temperatura de início de vaporização, sendo que esta varia com a concentração.

O comportamento descrito anteriormente é característico de misturas não azeotrópicas. Algumas misturas, entretanto, dependendo da concentração, apresentam ponto de azeotropia, ou seja, ponto no qual a temperatura de vaporização é a mesma que a temperatura de condensação, como mostra a Figura 3.68. No ponto de azeotropia, a concentração do vapor é a mesma que a do líquido. Misturas como esse tipo de comportamento são denominadas azeotrópicas.

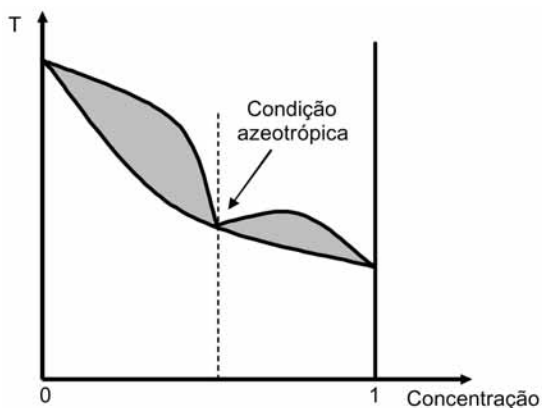



Figura 3.68 - Diagrama concentração - temperatura, condição azeotrópica

Refrigerantes da família dos hidrocarbonetos halogenados têm como característica a presença de moléculas com átomos dos halogênios flúor, cloro, e eventualmente, bromo, além de carbono e hidrogênio. Em função disso, podem ser classificados em três grupos:

- Hidrocarbonetos puros (CH);
- Derivados de hidrocarbonetos completamente halogenados, que não apresentam átomos de hidrogênio (CFCs); e
- Hidrocarbonetos parcialmente halogenados (HCFCs, HFCs).

Propriedades físicas

Para uma dada instalação frigorífica, as pressões exercidas podem ser o fator determinante na seleção do refrigerante. Se, de um lado, pressões elevadas exigem tubulações e reservatórios de maior espessura, de outro, refrigerantes de baixa pressão podem ser inadequados em aplicações de baixa temperatura de evaporação, devido à possibilidade de ocorrência de pressões inferiores à atmosférica em determinadas regiões do circuito, o que possibilita a penetração de ar atmosférico. Os refrigerantes R404A, R502 e R13, por exemplo, apresentam pressões superiores, razão pela qual são utilizados em aplicações de baixas temperaturas de evaporação. Já os refrigerantes R12 e R134a apresentam pressões menores, sendo utilizados em aplicações com temperatura de evaporação mais elevada, entre -20ºC e 0ºC. O refrigerante R404a foi desenvolvido para substituir o R502 em aplicações comerciais de baixa temperatura de evaporação, como balcões e câmaras de produtos congelados, enquanto o refrigerante R134a, que é um HFC, é o substituto para o R12.

As pressões exercidas por um refrigerante estão associadas a sua pressão crítica. Quanto maior a sua pressão crítica, menos volátil é o refrigerante, exercendo, portanto, menores pressões para uma dada temperatura (vide Tabela 3.8). Refrigerantes com pressões críticas mais elevadas apresentam pontos de fusão e ebulição normal superiores.

As temperaturas de evaporação e condensação constituem parâmetros que determinam o tipo de refrigerante adequado à instalação. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto, de baixa temperatura de ebulição normal, devem ser utilizados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. Por outro lado, refrigerantes de elevada temperatura crítica são adequados para aplicações de alta temperatura de evaporação, como em bombas de calor para aquecimento de água.

Características de desempenho dos refrigerantes no ciclo de compressão a vapor

Embora o desempenho do ciclo de Carnot não dependa do fluido de trabalho utilizado como refrigerante, o mesmo não ocorre nos ciclos reais de compressão a vapor. O desempenho desses ciclos depende do refrigerante em particular. Assim, é importante que o desempenho seja considerado como um dos parâmetros de seleção do refrigerante para determinada aplicação, pois este pode ser determinante em termos de consumo de energia, tamanho do compressor entre outros aspectos. A tabela 3.9 apresenta uma

relação de parâmetros de desempenho termodinâmico dos refrigerantes mais utilizados em aplicações frigoríficas em geral. Para o levantamento da tabela, admitiu-se um ciclo básico de compressão a vapor, operando entre -15ºC e 30ºC para as temperaturas de evaporação e condensação, respectivamente.

Sejam consideradas, inicialmente, as pressões de evaporação e de condensação, e a relação entre elas. O refrigerante R12 e seu substituto, o R134a, apresentam pressões inferiores e são menos voláteis. O refrigerante R502 e seu potencial substituto, o R404a, são mais voláteis, porém apresentam a menor relação entre pressões, que, sob o ponto de vista operacional, proporciona melhor rendimento volumétrico do compressor, além de possibilitar a redução do trabalho de compressão. A amônia, por sua vez, apresenta elevada relação entre pressões, de 4,96.

O efeito frigorífico, definido como a diferença entre a entalpia do refrigerante na saída e a entalpia do refrigerante na entrada, determina a vazão no circuito. Assim, os refrigerantes halogenados, por apresentarem valores de efeito frigorífico inferiores ao da amônia, caracterizam-se por vazões em massa maiores. Essa vantagem da amônia é compensada pelo menor volume específico do vapor dos refrigerantes halogenados, fazendo com que as vazões volumétricas para todos os refrigerantes tenham a mesma ordem de grandeza. Menores vazões volumétricas de vapor na aspiração do compressor proporcionam o uso de compressores menos volumosos e, portanto, de menor cilindradas, no caso de compressores alternativos.

TABELA 3.8: PROPRIEDADES FÍSICAS DE DIVERSOS REFRIGERANTES

REFRIGERANTE	MASSA MOLECULAR	TEMPERATURA CRÍTICA [ºC]	PRESSÃO CRÍTICA [kP_a]	PONTO DE FUSÃO [ºC]	PONTO DE EBULIÇÃO NORMAL [ºC]	h_{lv} [kJ/kmol] (PRESSÃO NORMAL)
R11	137,38	198,00	4.406	-111,0	23,80	24.768
R12	120,90	112,00	4.113	-158,0	-29,80	19.982
R13	104,50	28,80	3.865	-181,0	-81,40	15.515
R22	86,48	96,00	4.974	-160,0	-40,80	20.207
R23	70,02	25,60	4.833	-155,0	-82,10	17.039
R32	52,02	78,40	5.830	-136,0	-51,70	19.834

TABELA 3.8: CONTINUAÇÃO

REFRIGERANTE	MASSA MOLECULAR	TEMPERATURA CRÍTICA [ºC]	PRESSÃO CRÍTICA [kP_a]	PONTO DE FUSÃO [ºC]	PONTO DE EBULIÇÃO NORMAL [ºC]	h_{lv} [kJ/kmol] (PRESSÃO NORMAL)
R113	187,39	214,10	3.437	-35,0	47,60	27.513
R123	152,90	183,80	3.674	-107,0	27,90	26.005
R125	120,00	66,30	3.631	-103,0	-48,60	19.276
R134a	102,30	101,10	4.067	-96,6	-26,20	22.160
R152a	66,05	113,50	4.492	-117,0	-25,00	21.039
R401A*	94,44	108,00	4.604	-	-33,10	21.457
R402A*	101,60	75,50	4.135	-	-49,20	19.721
R404A*	97,60	72,15	3.735	-	-46,55	19.555
R407C*	86,20	86,79	4.597	-	-43,90	21.486
R409A*	97,40	107,00	4.600	-	-34,20	21.525
R410A*	72,58	72,13	4.925	-	-51,54	19.718
R500	99,31	105,5	4.423	-159,0	-33,50	19.975
R502	111,60	82,20	4.075	-	-45,50	19.258
R507A	98,86	70,74	3.714	-	-47,10	19.408
R170	30,07	32,20	4.891	-183,0	-88,80	14.645
R290	44,10	96,70	4.284	-188,0	-42,10	18.669
R600	58,13	152,00	3.794	-139,0	-0,50	22.425
R600a	58,13	135,00	3.645	-160,0	-11,70	21.174
R717	17,03	133,00	11.417	-77,7	-33,30	23.343
R718	18,02	374,00	22.064	0	100,00	40.664
R744	44,01	31,10	7.372	-	-88,10	17.006

*A temperatura de ebulição normal das misturas não azeotrópicas corresponde àquela de formação da primeira bolha de vapor à pressão atmosférica normal.

Em relação à vazão volumétrica de refrigerante no estado de líquidos saturado, a amônia é a que apresenta o menor valor. Para os diâmetros da linha de líquido, indicados naTabela 3.9, observa-se que os diâmetros associados aos refrigerantes halogenados variam pouco. A amônia, entretanto, requer um diâmetro significativamente inferior, em torno da metade dos valores dos refrigerantes halogenados.

Com relação ao coeficiente de performance, COP, a variação é pequena, sendo que para os refrigerantes

R134a e R404a, alternativos aos CFCs, o COP é levemente inferior.

TABELA 3.9 - DESEMPENHO RELATIVO AO CICLO BÁSICO DE COMPRESSÃO A VAPOR PARA DIVERSOS REFRIGERANTES. TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO IGUAIS A -15ºC E 30ºC, RESPECTIVAMENTE.

	R12	R134A	R22	R404A	R502	R717
Pressão de evaporação [kPa]	182,5	164,1	295,6	364,3	348,6	236,3
Pressão de condensação [kPa]	744,6	770,9	1191	1418	1319	1171
Relação entre pressões	4,08	4,70	4,03	3,89	3,78	4,96
Efeito frigorífico [kJ/kg]	116,4	147,4	162,9	113,4	104,4	1102
Vazão de refrigerante [kg/s/kW]	0,0086	0,0068	0,0061	0,0088	0,0096	0,00091
Volume específico do líquido [m^3/kg]	$0,774.10^{-3}$	$0,842.10^{-3}$	$0,852.10^{-3}$	$1,02.10^{-3}$	$0,839.10^{-3}$	$1,68.10^{-3}$
Vazão volumétrica de líquido [m^3/s/kW]	$0,007.10^{-3}$	$0,006.10^{-3}$	$0,005.10^{-3}$	$0,009.10^{-3}$	$0,008.10^{-3}$	$0,002.10^{-3}$
Diâmetro da linha de líquidos para 1kW de refrigeração e perda de carga de 0,02 K/m [mm]	5,19	4,75	4,22	4,73	4,87	2,34
Volume específico do vapor na aspiração do compressor [m^3/kg]	$91,03.10^{-3}$	$119,9 .10^{-3}$	77,62 .10v	$54 .10^{-3}$	50.10^{-3}	$508,5.10^{-3}$
Vazão volumétrica de vapor na aspiração do compressor [m^3/s/kW]	$0,782.10^{-3}$	$0,813.10^{-3}$	$0,477.10^{-3}$	$0,476.10^{-3}$	$0,479.10^{-3}$	$0,461.10^{-3}$
Coeficiente de Performance COP	4,70	4,61	4,66	4,17	4,35	4,75

Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio de refrigerantes

A segurança na utilização e no manuseio de refrigerantes está relacionada a quatro aspectos básicos:

- toxicidade;
- potencial cancerígeno;
- potencial mutagênico; e
- inflamabilidade.

A norma ASHRAE 34-92 classifica os refrigerantes de acordo com seu nível de toxicidade e inflamabilidade. Cada refrigerante recebe uma designação composta por dois caracteres alfa numéricos. O primeiro é uma letra maiúscula, que caracteriza seu nível de toxicidade; o segundo é um algarismo, que indica seu grau de inflamabilidade. Dependendo do grau de toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm, os compostos são classificados em dois grupos:

- Classe A - compostos cuja toxicidade não foi identificada.
- Classe B - foram identificadas evidências de toxicidade.

Quanto ao nível de flamabilidade, os refrigerantes são classificados em três grupos:

- Classe 1 - não se observa propagação de chama em ar a 18ºC e 101,325 kPa.
- Classe 2 - limite inferior de inflamabilidade (LII) superior a 0,10kg/m^3 a 21ºC e 101,325 kPa, poder calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.
- Classe 3 - inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10kg/m^3 a 21ºC e 101,325 kPa, poder calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

A classificação de alguns refrigerantes quanto a sua toxicidade e inflamabilidade é apresentada na Tabela 3.10. Como pode ser observado, os refrigerantes CFCs são do grupo A1, não inflamáveis e não tóxicos. O R123, um HCFC, substituto do R11, é classificado como B1, requerendo cuidados no seu manuseio. Os HFCs, substitutos dos CFCs, não são tóxicos, porém podem apresentar certo grau de inflamabilidade. A amônia, classificada como B2, é tóxica e apresenta grau médio de inflamabilidade.

TABELA 3.10: CLASSIFICAÇÃO DOS REFRIGERANTES, SEGUNDO OS PADRÕES DE SEGURANÇA DA NORMA ASHRAE 34-92

REFRIGERANTE	CLASSE	REFRIGERANTE	CLASSE	REFRIGERANTE	CLASSE
R11	A1	R134a	A1	R502	A1
R12	A1	R152a	A2	R507a	A1
R13	A1	R401A	-	R170	A3
R22	A1	R402A	-	R290	A3
R23	A1	R403A	-	R600	A3
R32	A2	R404A	-	R600a	A3
R113	A1	R407A	-	R717	B2
R123	B1	R410A	-	R718	A1
R125	A1	R500	A1	R744	A1

O dióxido de carbono, o R12 e o R22 não são considerados inflamáveis, embora a pressões superiores a 1.380 kPa , uma mistura de 50% de ar e 50% de R22, possa entrar em combustão, induzida por elevadas temperaturas.

Recomenda-se o manuseio cuidadoso de todos os fluídos refrigerantes, pois mesmo os halogenados, considerados os mais seguros, podem ser perigosos em altas concentrações. No caso dos hidrocarbonetos, por serem combustíveis, recomenda-se seu uso em instalações preparadas para evitar chamas e faíscas. Entre os refrigerantes industriais, a amônia é o mais tóxico, apresentando limites de inflamabilidade intermediários entre os halogenados e os hidrocarbonetos.

Compatibilidade com materiais

Ao longo de uma instalação frigorífica, o refrigerante entra em contato com diversos materiais, como metais, plásticos, elastômeros, vernizes do enrolamento do motor de acionamento do compressor e o próprio óleo de lubrificação. É importante que o refrigerante seja estável e inerte em relação a estes materiais, de modo a não causar problemas, como corrosão e expansão.

Os refrigerantes halogenados podem ser usados com a maioria dos metais mais comuns, como aço, ferro fundido, latão e cobre. Não é recomendável o uso de magnésio, zinco e ligas de alumínio contendo mais de 2% de magnésio em sistemas que operem com refrigerantes halogenados. Em instalações com amônia, não se deve utilizar cobre, latão ou outras ligas de cobre.

Os elastômeros são freqüentemente empregados em circuitos frigoríficos com a função de vedação. Suas propriedades físicas ou químicas podem sofrer alterações significativas quando em contato com refrigerantes ou com o óleo de lubrificação. Alguns elastômeros à base de neoprene têm seu volume significativamente aumentado na presença dos HFCs.

O efeito dos refrigerantes sobre os plásticos, em geral, diminui com a redução do número de átomos de cloro na molécula ou com o aumento do número de átomos de flúor. É recomendável realizar um teste de compatibilidade entre o plástico e o refrigerante antes do uso.

Os vernizes são encontrados no enrolamento dos motores elétricos de compressores herméticos e semi-herméticos. Eles conferem rigidez e isolamento elétrico ao enrolamento. É recomendável a realização de teste de compatibilidade dos mesmos com o refrigerante do circuito.

Interação com o óleo lubrificante

Em sistemas frigoríficos, o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação do compressor, que é arrastado para diferentes partes do circuito. Além da função de lubrificação das partes móveis do compressor, o óleo tem a função de resfriamento e, em alguns casos, de vedação entre regiões de alta e baixa pressão, como no caso de compressores alternativos e parafuso. No mercado, podem ser encontrados dois tipos básicos de óleo: os minerais e os sintéticos.

Os óleos minerais são caracterizados por três composições básicas, dependendo da cadeia de sua molécula: os naftênicos, os parafínicos e os aromáticos.

Entre os óleos sintéticos, destacam-se os álquil benzenos, os glicóis polialcalinos, conhecidos popularmente pelas iniciais do seu nome em inglês PAG, e os ésteres poliódicos (POE).

Os óleos álquil benzenos, por apresentarem moléculas aromáticas, são bastante solúveis com os refrigerantes R22 e R502. As misturas dos óleos álquil benzenos com os minerais de base naftênica constituem os denominados óleos "semi-sintéticos", que são compatíveis com os refrigerantes HCFCs. Os HFCs não são compatíveis com os óleos minerais e com os álquil benzenos. Os óleos compatíveis com HFCs são os sintéticos POEs e os PAGs, que apresentam elevada higroscopicidade, o que prejudica seu manuseio. Para a operação com refrigerantes da família dos HFCs, a indústria frigorífica tem dado preferência aos óleos POE, que são menos higroscópicos que os PAGs, apresentam tendência a hidrólise e são incompatíveis com certos elastômeros.

Na seleção do óleo lubrificante do compressor, devem-se conhecer alguns de seus parâmetros físico-químicos, especialmente sua viscosidade e grau de miscibilidade com o refrigerante. O fabricante do compressor deve especificar o tipo de óleo e sua viscosidade. A viscosidade do óleo depende da temperatura, do tipo de compressor e do tipo de circulação, por salpico ou por bomba. Em circuitos que operam com refrigerantes halogenados, a miscibilidade é importante para garantir o retorno adequado do óleo ao cárter do compressor. A amônia e o gás carbônico apresentam miscibilidade reduzida com óleos minerais. Assim, em sistemas industriais devem ser previstos procedimentos especiais para a coleta do óleo acumulado nas regiões inferiores dos separadores de líquido e seu retorno adequado ao carter do compressor.

Em relação a sua miscibilidade com os refrigerantes, os óleos podem ser classificados como:

- Miscíveis - quando forem miscíveis em quaisquer proporções e temperaturas;
- Parcialmente miscíveis - quando forem miscíveis acima de determinada temperatura, é denominada "temperatura crítica"; ou
- Imiscíveis - quando não formam soluções homogêneas.

Os refrigerantes R22 e R502, por exemplo, são parcialmente solúveis em óleos minerais. Assim, em temperaturas inferiores à temperatura crítica e em determinadas concentrações duas fases líquidas são formadas, uma rica em refrigerante e outra rica em óleo lubrificante.

A miscibilidade parcial entre o óleo de lubrificação e o refrigerante pode provocar efeitos indesejáveis em determinadas partes do circuito frigorífico. Em evaporadores inunda-

dos, ou separadores de líquidos, por exemplo, a solução rica em óleo tende a acumular-se na parte superior, dificultando o retorno do óleo ao compressor. Este tipo de separação pode ocorrer no cárter do compressor durante paradas prolongadas. Como a parte rica em refrigerante fica acumulada no fundo, a lubrificação dos mancais e bielas pode ficar comprometida durante partida do compressor.

Comparação entre amônia e refrigerantes halogenados

A escolha entre a amônia e os refrigerantes halogenados pode ser definida pelo tipo de aplicação. A amônia apresenta características de toxicidade e, de maneira geral, sua utilização é restrita a locais afastados de áreas densamente povoadas e a instalações industriais cuja operação seja supervisionada por pessoal técnico especializado. Não é prudente a utilização da amônia próximo a escolas e hospitais.

Com relação aos custos, os preços dos refrigerantes oscilam, dependendo da quantidade envolvida. O preço da amônia, entretanto, é inferior, numa relação que, de acordo com o refrigerante halogenado, pode variar entre 10 e 40. Em instalações de grande porte, o custo torna-se ainda mais importante, já que a quantidade envolvida pode ser de dezenas de toneladas. Comparando-se o custo, considerando a base volumétrica, o uso da amônia torna-se ainda mais vantajoso, pois sua densidade é aproximadamente a metade da densidade dos refrigerantes halogenados.

A amônia apresenta elevadas temperaturas de descarga. Para aliviar este problema, compressores alternativos de amônia têm o cabeçote resfriado por meio de circulação forçada de água.

A remoção de óleo do sistema em instalações que utilizam amônia é diferente da remoção em instalações que utilizam refrigerantes halogenados. A amônia não é miscível com o óleo, e este pode ser removido em regiões de baixa velocidade onde é depositado. Já em instalações que utilizam refrigerantes halogenados, o óleo está sempre em solução com o refrigerante líquido, de maneira que sua remoção é feita juntamente com refrigerante, o qual deve ser evaporado e devolvido ao sistema na linha de aspiração do compressor, enquanto o óleo é enviado de volta ao compressor.

Com relação à presença de água, os sistemas de amônia podem admitir pequenas quantidades, pois a água permanece em solução com a amônia de maneira semelhante aos sistemas de absorção. Em sistemas de refrigerantes halogenados, a água pode provocar o bloqueio por congelamento de válvulas de expansão e de controladores de nível.

Outra questão importante a ser considerada é o odor. A amônia apresenta odor característico, enquanto os compostos halogenados são praticamente inodoros. Em instalações de grande porte, operando com refrigerantes halogenados, podem-se perder grande quantidade de refrigerante antes que os operadores notem o vazamento.

A amônia apresenta diversas vantagens em comparação com os refrigerantes halogenados. A sua maior desvantagem vem a ser a toxicidade.

Conversões e substituições

Durante a substituição dos CFCs pelos refrigerantes alternativos deve ser feita uma análise cuidadosa em relação a capacidade, eficiência, miscibilidade com o óleo e compatibilidade com materiais existentes na instalação. Em grande parte das instalações, com tempo de vida superior a 15 anos, pode ser vantajosa a substituição do sistema de refrigeração existente por um novo, que não utilize refrigerantes CFCs.

Os refrigerantes HFC - 134a e HCFC - 22 são os refrigerantes alternativos ao CFC - 12. O HCFC - 123 e o HFC - 245ca são os refrigerantes alternativos ao CFC - 11 em “chillers” de grande capacidade.

É importante observar que os refrigerantes HCFC - 22 e HCFC - 123 são provisórios, já que o fim de suas fabricações em países em desenvolvimento está previsto para 2040. O HCFC - 123 possui potencial de aquecimento global muito baixo e é amplamente utilizado em “chillers” centrífugos. O HCFC - 22 é utilizado em sistemas de expansão direta de pequena e média capacidade.

Os refrigerantes HFC - 134a, HFC - 407C e HFC - 410A são refrigerantes alternativos ao HCFC - 22. O refrigerante HFC - 407C é uma mistura não-azeotrópica composta por HFC - 32/HFC - 125/HFC - 134a e o HFC - 410A é uma mistura não-azeotrópica composta por HFC - 32/HFC - 125.

O HFC - 245ca é o possível substituto do HCFC - 123.

Os refrigerantes HFC - 404A, HFC - 507 e HFC - 410A são os refrigerantes substitutos ao CFC - 502, utilizado em supermercados. O HFC - 404A é uma mistura não-azeotrópica composta por HFC - 125/HFC - 143a/HFC - 134a e o HFC - 507 é uma mistura azeotrópica composta por HFC - 125/HFC - 143a.

3.3.8 Isolantes térmicos

Principais materiais isolantes

Um isolante térmico é qualquer material que, interposto entre dois ambientes a temperaturas diferentes, retarda de maneira apreciável a transferência de calor do ambiente mais quente para o mais frio. Desconsiderando-se a transferência de calor por radiação, o isolante perfeito é o vácuo. Entretanto, a utilização de câmaras frigoríficas com isolamento a vácuo não é comum, pelas dificuldades técnicas e pelo alto custo.

Os isolantes térmicos são materiais formados por uma infinidade de células ocas, cheias de ar ou outro gás. As células devem ser pequenas, de maneira a impedir o movimento do gás nelas encerrado. Quanto maior o número de células (poros), melhor serão os materiais isolantes, implicando também pequena densidade.

O isolante deve possuir também outras características:

- Apresentar baixa densidade (para não sobrecarregar o peso do sistema);
- não possuir ou fixar cheiro;
- ser Imputrescíveis;
- apresentar baixa absorção de umidade (baixa permeabilidade);
- oferecer adequada resistência à difusão de vapor de água;
- não ser atacado por insetos ou roedores;
- apresentar resistência a deformações causadas por diferenças de temperatura;
- possuir alta resistência mecânica a trepidações;
- não atacar nem ser atacado pelos produtos a serem conservados;
- apresentar baixo custo operacional;
- não ser inflamável; e
- ser de fácil colocação.

Nenhum material apresenta simultaneamente todas essas características. A escolha do isolante deve basear-se nas condições associadas a cada aplicação. Os principais materiais isolantes para câmara frigoríficas são:

Cortiça

- Foi o material mais utilizado na construção de câmaras frias, produzido a partir da casca do sobreiro, árvore originária da região mediterrânea.
- Constituída de pequenas células hermeticamente fechadas e envolvidas por uma espécie de tecido leve, flexível e elástico, o qual não absorve umidade e é praticamente impermeável.
- Um dos seus constituintes, a suberina, torna-a imputrescível e resistente a óleos e essências.
- A fabricação de rolhas dá origem a uma grande quantidade de sobras, que, somadas à cortiça virgem, permitem a fabricação de aglomerados e granulados para isolamento. As placas de cortiça aglomerada são obtidas por meio de compressão em moldes apropriados, podendo-se ou não utilizar substâncias de ligação (gesso, cimento, oxicloreto de magnésio, alcatrões, silicato de sódio em solução aquosa, etc...)

Espuma rígida de vidro (vidro celular expandido)

- Obtida pela expansão a quente do vidro quimicamente puro a cerca de 15 vezes o seu volume.
- Material constituído por células estanques, com as seguintes características:
- excepcional resistência a cargas de compressão (7,5 kgf/cm^2);
- impermeabilidade verdadeiramente absoluta à água e ao vapor (não há necessidade de barreira de vapor);
- estável nas suas dimensões na faixa de temperaturas de -246 ºC a 430 ºC;
- absolutamente incombustível.

- Pode ser utilizada sob a forma de "tijolos" para a construção de paredes e tetos, constituindo, ao mesmo tempo, a parede portante, a isolação térmica e a camada protetora, sendo necessário somente uma fina camada betuminosa para unir os blocos.

- Pode ser empregado como isolante térmico entre a fundação e o terrapleno ou em canaletas para o isolamento de tubulações quentes ou frias.

- Os ácidos comuns (exceto o fluorídrico), bem como um grande número de líquidos e seus vapores, apresentam ação nula sobre o material.

- As células encerram uma pequena quantidade de gás sulfídrico, sendo que isolamentos com espuma de vidro não devem sofrer atritos ou choques para não desprender cheiro.

Resinas fenólicas

- Obtidas pela reação de uma resina parcialmente polimerizada, um agente de expansão e um ácido mineral.

- O pentano e o hexano são usados como agentes de expansão, mas nada impede que sejam utilizados gases de peso molecular mais alto.

- O resultado é uma espuma rígida de estrutura celular estanque e com de isolamento.

Espuma rígida de poliuretano e poliuretano expandido

- Obtida pela reação química entre dois componentes líquidos: isocianato e polihidroxilo, na presença de catalisadores. A estrutura celular é formada pelo desprendimento de CO_2 em uma reação química secundária ou pela ebulição de um líquido (agente de expansão) sob o efeito do calor de reação.

- Nas últimas décadas, o poliuretano atraiu a atenção no campo do isolamento térmico a baixas temperaturas. As suas características principais são:

- condutividade térmica baixa devido à substituição do ar nas células por um gás de peso molecular elevado;

- possibilidade de ser expandido no local de emprego;
- suportam temperaturas superficiais elevadas; e
- resistem ao mofo e ao ataque de diversos parasitas.
- As espumas rígidas, empregadas para isolamento térmico, apresentam proporção relativamente alta de células fechadas, o que melhora ainda mais a característica isolante deste material. Existem técnicas para a fabricação de espumas cujas células são todas fechadas, praticamente estanques à água, vapores e gases.

Poliestireno expandido

- Polímero do estireno, ao qual foi adicionado durante a polimerização um agente expansor (também chamado de "isopor").
- Durante o processamento, o material em forma de pérola é espumado pela ação do vapor de água. O volume dessas partículas é aumentado várias vezes, obtendo-se uma espuma porosa, formada de células fechadas. Ou seja, obtém-se um material plástico altamente poroso e praticamente impermeável. Esta espuma é então aquecida em moldes metálicos para adquirir a sua forma e rigidez final.
- Obtém-se um material com estrutura celular muito fina: 350.000 células/cm^3, tendo as células de 0,1 a 0,01 mm de diâmetro. As paredes destas células têm espessura de 1 a 2 μm, sendo que mais de 97% do volume deste corpo é constituído de ar.
- Tipos de poliestireno:
  - Styropor P: pérolas transparentes e incolores para a fabricação de material isolante, corpos moldados, embalagens, etc.; e
  - Styropor F: não inflamável, para aplicações que requeiram esta característica.

Diversos outros materiais podem ser utilizados como isolantes térmicos. Nos últimos anos, tem ocorrido uma evolução constante nas suas características, seja com os materiais utilizados ou na sua aplicação. O uso de painéis monolíticos com núcleo de lã de rocha (LDR) tem se tornado uma excelente opção, da mesma forma que os painéis de poliuretano (PUR) e poliestireno (EPR), pois garantem bom isolamento rapidez e facilidade de instalação.

Para o isolamento de tubulações, empregam-se largamente as espumas elastoméricas e os polietilenos expandidos, resultando em tubulações perfeitamente isolados, de maneira rápida e limpa, não necessitando de acabamento externo, com exceção das aplicações em que se recomenda pintura protetora ou outro material para a evitar a degradação do produto pelos raios ultravioletas.

Condutividade térmica dos isolantes

A tabela 3.11 fornece a condutividade térmica para alguns isolantes térmicos mais comuns na engenharia. Valores de condutividade para outros materiais podem ser encontrados facilmente em textos especializados de transferência de calor.

A espessura a ser usada para o isolamento depende de um compromisso entre o custo do mesmo e o custo associado à carga térmica adicional pelo uso de uma espessura menor ou de um isolante mais barato.

As observações práticas dão como espessura econômica e de plena eficiência o valor de cerca de 5 cm para cada 10ºC de diferença de temperatura entre a temperatura de trabalho da câmara e a temperatura da face externa do isolante.

TABELA 3.11 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DE ALGUNS MATERIAIS USADOS NA REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

MATERIAL	k [kcal/h.m.oC]
Chapas de fibra de madeira	0,028
Cimento celular leve	0,06 - 0,103
Cortiça expandida pura	0,035
Cortiça granulada	0,05 - 0,069
Fibras de vidro	0,026
Folhas de papel corrugado	0,033
Poliuretano	0,018 - 0,028
Poliestireno (15 a 30 kg/m^3)	0,025 a 0,040
Resinas fenólicas	0,026
Vermiculite agregada ao cimento	0,06 - 0,086

Cálculo da espessura do isolamento

A espessura do isolamento a adotar em uma instalação é normalmente calculada a partir da expressão da resistência térmica. Assim, para o caso de uma parede plana:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{ext} A} + \frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{cam} A} = \frac{T_{ext} - T_{cam}}{\dot{Q}} = \frac{1}{UA} \tag{3.30}$$

Um cálculo aproximado da espessura de isolamento consiste em considerar apenas a resistência imposta pelo isolamento propriamente dito, desprezando-se, a favor da segurança, as demais resistências térmicas (paredes de alvenaria, passagens para o ar, etc.). A expressão para o cálculo da espessura do isolante torna-se então:

$$R = \frac{L_{isol}}{k_{isol} \cdot A} = \frac{T_{ext} - T_{cam}}{q} = \frac{1}{UA} \tag{3.31}$$

ou

$$L_{isol} = \frac{k_{isol} \left(T_{ext} - T_{cam}\right)}{\dot{Q}/A} \tag{3.32}$$

A classificação do isolamento obtido é dada em função do fluxo de calor que penetra na câmara conforme a tabela abaixo:

TABELA 3.12 - CLASSIFICAÇÃO DOS ISOLAMENTOS TÉRMICOS DE CÂMARAS FRIGORÍFICAS

CLASSIFICAÇÃO DO ISOLAMENTO	FLUXO DE CALOR POR UNIDADE DE ÁREA [W/m^2]
Excelente	9,30
Bom	11,63
Aceitável	13,96
Regular	17,45
Ruim	> 17,45

A escolha do fluxo de calor a ser adotado em um dado projeto depende da relação entre os custos operacionais e os iniciais. Os custos iniciais são relativos principalmente à aquisição do material isolante e os custos operacionais referem-se ao consumo de energia e à manutenção da instalação frigorífica que mantém a temperatura interna da câmara. Aumentando-se a espessura do isolante, aumentam-se os custos iniciais do mesmo, porém diminuem-se os custos operacionais (a carga térmica se reduz). Por outro lado, diminuindo-se a espessura do isolante, diminuem os custos iniciais, mas aumenta-se a infiltração de calor e os custos operacionais se elevam. A utilização de um fluxo de calor igual a 9,3 W/m^2 representa um bom compromisso entre os custos iniciais e operacionais.

Para o cálculo da diferença de temperatura, deve-se considerar se a superfície externa da parede encontra-se à sombra ou ao sol. Quando esta se encontra à sombra, toma-se a temperatura externa como sendo igual à temperatura média das máximas de verão indicadas para o local pela NB-6401. Quando a superfície externa encontra-se ao sol, as temperaturas externas mencionadas anteriormente devem ser acrescidas de uma correção, cujo valor é função da orientação e cor da parede.

O coeficiente superficial de transmissão de calor depende de vários fatores, como diferença de temperatura, velocidade do ar, posição e tipo de revestimento superficial. De forma simplificada, recomendam-se os seguintes valores:

- Superfícies planas:

  α_t = 8,0 W/m^2.K (ar em repouso)

  α_t = 17,4 a 28,5 W/m^2.K (para velocidades do ar iguais a 12 e 24 km/h, respectivamente).

- Superfícies cilíndricas:

  α_t = 9,0 W/m^2.K (isolamento sem proteção ou pintado, em zonas ligeiramente ventiladas).

  α_t = 6,0 a 7,0 W/m^2.K (isolamento recoberto com chapa de aço galvanizado ou zona de pouca ventilação).

  α_t = 4,0 a 5,0 W/m^2.K (isolamento recoberto com folha de alumínio ou áreas estanques)

Resistência à umidade

Todos os materiais isolantes usados em refrigeração são submetidos a um umedecimento contínuo, que pode reduzir consideravelmente seu poder isolante. De maneira geral, para cada 1% de concentração em massa de umidade no isolante sua condutividade térmica aumenta de 1 a 3%. Mais ainda: caso o ar alcance o seu ponto de orvalho no interior do isolante, haverá condensação e possível congelamento do vapor d'água com danos irreparáveis ao isolante.

A penetração de umidade pode ser produzida por:

- aspiração capilar de água;
- penetração do vapor d'água do ar, dependendo da umidade relativa (equilíbrio higroscópico); ou
- difusão do vapor d'água, através de materiais permeáveis a ele (paredes exteriores de câmaras de baixa temperatura).

Uma vez que a pressão de vapor do ar externamente à câmara é sempre maior que a pressão de vapor internamente, haverá tendência à migração do vapor de fora para dentro (no sentido das pressões decrescentes), de maneira semelhante ao fluxo de calor que se verifica no sentido das temperaturas decrescentes.

A tendência à difusão de vapor em um material é caracterizada por um coeficiente semelhante à condutividade térmica, denominado permeabilidade (δ):

$$\delta = \frac{\dot{m}_V \, . \, L}{A \, . \, \Delta P_V} \tag{3.33}$$

em que: $\dot{m}_V$ massa de vapor difundida através do isolante por unidade de tempo;

L espessura do isolante;

A área do isolante na direção normal àquela da difusão do vapor; e

ΔP_V Diferença da pressão de vapor entre as duas faces do isolante.

A permeabilidade representa, então, a massa de vapor difundida através do isolante por unidade de tempo, por unidade de área e por unidade do gradiente de pressão de vapor.

À semelhança da resistência térmica por condução, pode-se definir também a resistência à difusão do vapor com base na seguinte expressão:

$$\dot{m}_V = \frac{\Delta P_V}{R_V} \tag{3.34}$$

ou

$$R_V = \frac{\Delta P_V}{\dot{m}_V} \tag{3.35}$$

Combinando-se esta expressão com a equação que define a permeabilidade, vem:

$$R_V = \frac{L}{A\,\delta} \tag{3.36}$$

Haverá, então, uma diminuição da pressão de vapor do isolante ao longo da coordenada espacial de maneira exatamente análoga à diminuição de temperatura associada ao fluxo de calor. Se a temperatura em determinado ponto no interior do isolante for inferior à temperatura de saturação correspondente à pressão de vapor naquele mesmo ponto, ocorrerá a condensação da umidade, com todas as possíveis conseqüências já discutidas acima.

Outra forma de caracterizar os isolantes é por meio do "Fator de Resistência à Difusão do Vapor (μ)", definido como a relação entre a permeabilidade ao vapor de água do ar e do material. A tabela 3.13 apresenta valores de permeabilidade para diversos materiais de construção e isolantes. A permeabilidade do δ_{ar} a 23ºC e 1 atm é de (ar = 0,0933 [g.m/m^2.h.mmHg]

TABELA 3.13 - RESISTÊNCIA À DIFUSÃO DE VAPOR D'ÁGUA COM RELAÇÃO AO AR

MATERIAL	DENSIDADE [kg/m³]	FATOR DE RESISTÊNCIA
Ar	1,16	1
Concreto poroso	614 - 900	3,3 - 7,0
Fibras de vidro ou de rochas	60 - 100	1,55 - 1,75
Gesso	1120	6,2
Placas de cortiça alcatroada	150 - 230	2,5 - 14
Placas de cortiça cozida	100 - 140	5,6 - 30
Poliestireno Expandido	15	70
Poliestireno Expandido	20	90
Poliestireno Expandido	30	120
Paredes de tijolos com revestimento	1550 - 1860	4,2
Espuma elastomérica	-	7000

A difusão de vapor d'água através do isolamento pode ser atenuada ou eliminada pela utilização de uma capa hermética do lado mais quente ("barreira de vapor"). Uma barreira de vapor pode ser realizada de várias maneiras:

- emulsão de asfalto mantido em suspensão na água por meio de materiais coloidais (hidroasfalto);
- feltro ou papelão asfaltado;
- feltro asfaltado revestido por uma folha de alumínio;
- folhas de alumínio coladas sobre uma tela plastificada e recobertas por um revestimento plástico de proteção; ou
- filme termoplástico soldado.

Mínima espessura do isolamento para evitar condensação superficial

Considere o problema do isolamento das paredes (planas) de uma câmara frigorífica. Um dos problemas mais graves de isolamento de baixas temperaturas é a condensação da umidade do ar sobre a superfície externa da parede. Para evitá-la, a temperatura desta superfície não deve ser inferior à temperatura de orvalho do ar ambiente, isto é:

$$T_{sup,\,ext} > T_{orv}$$

Em termos do fluxo máximo permitido, tem-se:

$$\dot{Q}_{max} = \alpha_{ext}\ A\ \left(T_{amb} - T_{orv}\right) \qquad (3.37)$$

Isto significa que para condições atmosféricas especificadas (isto é, para valores dados de T_{ext}, T_d e h_o), há um valor mínimo da espessura do isolante a ser usado de modo a manter a relação abaixo.

$\dot{Q} < \dot{Q}_{max}$ o que equivale a manter $T_{sup,\,ext} > T_{orv}$

Considerando o máximo fluxo permissível e desprezando a resistência térmica da parede, tem-se:

$$\dot{Q}_{max} \approx \frac{k_{isol}\ A}{L_{isol}}\left(T_{orv} - T_{sup,\,int}\right)$$

o que implica

$$L_{isol} \approx \frac{k_{isol}\ A}{\dot{Q}_{max}}\left(T_{orv} - T_{sup,\,int}\right) \qquad (3.38)$$

Admitindo-se que a temperatura da superfície interna é igual à temperatura do ambiente interno (T_{cam}), tem-se:

$$L_{isol} \approx \frac{k_{isol}\ A}{\dot{Q}_{max}}\left(T_{orv} - T_{cam}\right) \qquad (3.39)$$

Combinando a equação anterior com a equação da Lei de Newton do resfriamento, tem-se:

$$L_{isol} \approx \frac{k}{\alpha_{ext}} \frac{(T_{orv} - T_{cam})}{(T_{ext} - T_{orv})} \tag{3.40}$$

Utilizando uma análise análoga à anterior, também se pode chegar a uma expressão para o cálculo da espessura necessária para evitar a condensação em tubos (superfícies cilíndricas), a qual é dada por:

$$(D_{ext} + 2\,L_{isol})\ln\frac{(D_{ext} + 2\,L_{isol})}{D_{ext}} = 2\,\frac{k}{\alpha_{ext}} \frac{(T_{orv} - T_{cam})}{(T_{ext} - T_{orv})} \tag{3.41}$$

Uma equação útil para o cálculo da temperatura de orvalho é dada por:

$$T_{orv} = \left[\frac{UR\%}{100}\;0{,}1247\;(109{,}8 + T_{amb})\right] - 109{,}8 \tag{3.42}$$

3.3.9 Dimensionamento de tubulação para refrigerantes

Quando um fluido passa num tubo, há uma perda de pressão, devido ao atrito entre o fluido e a parede do tubo. Esta perda de pressão não pode ser evitada, mas o seu efeito pode ser reduzido, bastando dimensionar devidamente o tubo. Quanto maior for a massa do fluido a passar num dado tubo, maior será a sua velocidade e, portanto, maior a sua perda de pressão. Além disso, quanto maior o comprimento de um tubo, maior será a queda de pressão. Assim, como regra geral, para uma dada capacidade, os tubos compridos devem ter um diâmetro superior ao dos tubos curtos.

Dimensionamento de linhas de sucção

A linha mais crítica no sistema de tubulações é a linha de sucção, que transporta vapor refrigerante do evaporador para o compressor. Nesta linha, deve-se ter uma velocidade suficientemente alta para transportar o óleo de volta ao compressor, tanto nas linhas horizontais como nas verticais com fluxo ascendente. Simultaneamente, deve ter uma queda de pressão mínima para evitar quedas excessivas de capacidade e aumento de potência do compressor.

A queda de pressão na linha de sucção aumenta o volume do gás refrigerante que deve ser trabalhado pelo compressor, para uma dada capacidade em TR. Como o compressor alternativo é uma máquina de volume constante, queda de pressão significa redução de capacidade. A capacidade é também afetada de outro modo. A uma temperatura fixa de condensação, a taxa de compressão aumenta quando diminui a pressão de sucção. Como já se viu, quando a taxa de compressão aumenta, a eficiência volumétrica diminui, resultando daí uma diminuição na capacidade do compressor. A potência necessária para mover o compressor também aumenta quando a taxa de compressão aumenta. Assim, a queda de pressão deve ser mantida no seu valor mínimo, mas também se devem considerar os problemas econômicos decorrentes do aumento do tamanho da linha.

As linhas de sucção são normalmente dimensionadas de forma que a perda de carga total não exceda o equivalente a 2,2ºC de queda da temperatura de saturação para fluidos halogenados e 1,1ºC para a amônia. Valores maiores somente são toleráveis em linhas muito longas. Deve-se lembrar que a perda de capacidade do sistema ou o aumento do custo de refrigeração aumentam cerca de 4,0% para cada 1,0ºC equivalente.

As tabelas 3.14 e 3.15 fornecem as capacidades de linha de sucção para os refrigerantes R717, R134a e R22, respectivamente. As correções que aparecem nestas tabelas dependem do comprimento equivalente da linha, o qual expressa a perda de pressão nas válvulas e acessórios encontrados em sistemas de tubulação em termos de comprimento equivalente de tubo reto).

A velocidade do gás é outro fator a ser considerado no dimensionamento de linhas de sucção. Determinou-se praticamente que a velocidade mínima necessária para mover óleo em linhas horizontais de sucção é da ordem de 2,5 m/s. Quando a linha de sucção é vertical com o fluido subindo, são necessárias velocidades maiores para transportar o óleo para cima. A velocidade mínima em linhas verticais de sucção, com fluxo ascendente, é de 5,0 m/s. As linhas de fluxo ascendente devem ser verificadas para capacidades mínimas

com carga parcial e a velocidade determinada para essas condições. Se a velocidade em carga mínima descer abaixo dos 5,0 m/s, será necessário usar linha dupla.

A consideração final do dimensionamento de linhas de sucção é a velocidade máxima. Geralmente, quando se pretende eliminar o ruído excessivo deve-se manter a velocidade em todas as linhas de sucção abaixo dos 16 m/s. Isto deverá ser verificado cada vez que for necessário dimensionar linhas de sucção.

Dimensionamento de linhas de líquido

O dimensionamento de linhas de líquido é consideravelmente menos crítico do que o dimensionamento de outras linhas do sistema. Esta linha transporta o refrigerante entre o receptor e o evaporador, e apenas manobra refrigerante no estado líquido. Por isso, o óleo que circula no sistema é transportado sem qualquer problema. A queda de pressão na linha de líquido exerce efeito mínimo na operação do sistema. Não há efeito direto sobre o compressor. Uma queda alta de pressão na linha de líquido reduzirá, contudo, a pressão existente na entrada da válvula de expansão e, portanto, pode afetar o seu tamanho.

Ao mesmo tempo, a queda de pressão numa linha de líquido deverá ser mantida num valor razoável para evitar problemas de evaporação repentina. Assim, o comprimento da linha, a quantidade de refrigerante que passa na linha e a diferença em altura entre o receptor e o evaporador têm influência no caso da evaporação repentina constituir. Por esta razão, é desejável ter um sistema razoavelmente compacto para reduzir o comprimento dos tubos e diminuir ao mínimo a perda de pressão.

Considera-se geralmente boa prática limitar a queda de pressão total em linhas de líquido para um valor equivalente à variação de temperatura de 1,1ºC.

Ao dimensionar a linha de líquido, deve-se ter em conta a velocidade. A boa prática indica que se deve manter a velocidade abaixo de 1,5 m/s. Este limite foi estabelecido em razão da possibilidade de golpes de líquido, vibração e ruídos resultantes da ação de válvulas solenóides ou outras válvulas de ação rápida.

Outra consideração no dimensionamento de linhas de líquido é o efeito da redução de pressão devido à diferença em altura entre o receptor e o condensador. Se a diferença de pressão decorrente da variação em altura for demasiadamente grande, ocorre evaporação repentina, a qual é prejudicial para a vida e a capacidade das válvulas solenóide e das válvulas de

expansão. Como se discutiu anteriormente, o sub-resfriador é, muitas vezes, necessário para evitar evaporação repentina na linha de líquido quando existem diferenças em altura.

TABELA 3.14 - CAPACIDADES PARA LINHAS DE SUCÇÃO, DESCARGA E LÍQUIDO (R717), EM kW

TUBO DE AÇO	LINHAS DE SUCÇÃO					LINHAS DE DESCARGA			LINHAS DE LÍQUIDO	
	ΔT = 0,02 [K/m]					ΔT = 0,02 [K/m]			ΔT = 0,013 [K/m]	
	TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA [ºC]					TEMP. DE SUCÇÃO SATURADA [ºC]				
Diam Nom. (DN)	-40	-30	-20	-5	5	-40	-20	+5		
	ΔP [Pa/m]					ΔP = 684,0 [Pa/m]			Vel = 0,5 [m/s]	ΔP = 450 [Pa/m]
	76,9	116,3	168,8	276,6	370,5					
10	0,8	1,2	1,9	3,5	4,9	8,0	8,3	8,5	3,9	63,8
15	1,4	2,3	3,6	6,5	9,1	14,9	15,3	15,7	63,2	118,4
20	3,0	4,9	7,7	13,7	19,3	31,4	32,3	33,2	110,9	250,2
25	5,8	9,4	14,6	25,9	36,4	59,4	61,0	62,6	179,4	473,4
32	12,1	19,6	30,2	53,7	75,4	122,7	126,0	129,4	311,0	978,0
40	18,2	29,5	45,5	80,6	113,3	184,4	189,4	194,5	423,4	1469,4
50	35,4	57,2	88,1	155,7	218,6	355,2	364,9	374,7	697,8	2840,5
65	56,7	91,6	140,6	248,6	348,9	565,9	581,4	597,0	994,8	4524,8
80	101,0	162,4	249,0	439,8	616,9	1001,9	1029,3	1056,9	1536,3	8008,8
100	206,9	332,6	509,2	897,8	1258,6	2042,2	2098,2	2154,3	-	-
125	375,2	601,8	902,6	1622,0	2271,4	3682,1	3783,0	3884,2	-	-
150	608,7	975,6	1491,4	2625,4	3672,5	5954,2	6117,4	6281,0	-	-
200	1252,3	2003,3	3056,0	5382,5	7530,4	12195,3	12529,7	12864,8	-	-
250	2271,0	3625,9	5539,9	9733,7	13619,6	22028,2	22632,2	23237,5	-	-
300	3640,5	5813,5	8873,4	15568,9	21787,1	35239,7	36206,0	37174,3	-	-

ΔT para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta T = \Delta T_{TAB}\left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}}\right)\left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}}\right)^{1.96}$$

ΔP para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta P = \Delta P_{TAB}\left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}}\right)\left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}}\right)$$

Valores baseados em temperaturas de condensação de 30 ºC.

Para valores diferentes utilizar correção abaixo

TEMP. DE CONDENSAÇÃO [ºC]	LINHAS DE SUCÇÃO	LINHAS DE DESCARGA
20	1,04	0,86
30	1,00	1,00
40	0,96	1,24
50	0,91	1,43

TABELA 3.15 - CAPACIDADES PARA LINHAS DE SUCÇÃO, DESCARGA E LÍQUIDO (R134A), EM KW

TUBO DE COBRE (L)	LINHAS DE SUCÇÃO					LINHAS DE DESCARGA			LINHAS DE LÍQUIDO	
	ΔT = 0,04 [K/m]					ΔT = 0,02 [K/m]			ΔT = 0,02 [K/m]	
	TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA [ºC]					TEMP. DE SUCÇÃO SATURADA [ºC]				
Diam Nom. (OD) [mm]	-10	-5	0	+5	+10	-10	0	+10		
	ΔP [Pa/m]					ΔP = 538,0 [Pa/m]			Vel = 0,5 [m/s]	ΔP = 538 [Pa/m]
	318	368	425	487	555					
12	0,62	0,7	0,92	1,11	1,33	1,69	1,77	1,84	6,51	8,50
15	1,18	1,45	1,76	2,12	2,54	3,23	3,37	3,51	10,60	16,30
18	2,06	2,52	3,60	3,69	4,42	5,6	5,85	6,09	16,00	28,40
22	3,64	4,45	5,40	6,50	7,77	9,87	10,30	10,70	24,50	50,10
28	7,19	8,80	10,70	12,80	15,30	19,50	20,30	21,10	41,00	99,50
35	13,20	16,10	19,50	23,50	28,10	35,60	37,20	38,70	64,90	183,00
42	21,90	26,80	32,40	39,00	46,50	59,00	61,60	64,10	95,20	304,00
54	43,60	53,20	64,40	77,30	92,20	117,00	122,00	127,00	160,00	605,00
67	77,70	94,60	115,00	138,00	164,00	208,00	217,00	226,00	248,00	1080,00
79	120,00	147,00	177,00	213,00	253,00	321,00	335,00	349,00	346,00	1670,00
105	257,00	313,00	379,00	454,00	541,00	686,00	715,00	744,00	618,00	3580,00

ΔT para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta T = \Delta T_{TAB}\left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}}\right)\left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}}\right)^{1,85}$$

ΔP para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta P = \Delta P_{TAB}\left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}}\right)\left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}}\right)$$

Valores baseados em temperaturas de condensação de 40 ºC.

Para valores diferentes utilizar correção abaixo

TEMP. DE CONDENSAÇÃO [ºC]	LINHAS DE SUCÇÃO	LINHAS DE DESCARGA
20	1,239	0,682
30	1,120	0,856
40	1,000	1,000
50	0,888	1,110

Dimensionamento de linhas de descarga de gás

Ao dimensionar linhas de refrigerante situadas entre a válvula de descarga do compressor e o condensador, algumas das considerações discutidas no dimensionamento de linhas de sucção também são aplicáveis. A queda de pressão não é tão crítica, mas a velocidade deve ser adequada para assegurar o fluxo do óleo, juntamente com o vapor de refrigerante.

A queda de pressão nas linhas de descarga aumenta a taxa de compressão e, conseqüentemente, a potência necessária para acionar o compressor. Ao mesmo tempo, a eficiência volumétrica diminui com o aumento da taxa de compressão, o que resulta em redução da capacidade do compressor.

TABELA 3.16 CAPACIDADES PARA LINHAS DE SUCÇÃO, DESCARGA E LÍQUIDO (R22), EM KW

TUBO DE COBRE (L)	LINHAS DE SUCÇÃO					LINHAS DE DESCARGA			LINHAS DE LÍQUIDO	
	ΔT = 0,04 [K/m]					ΔT = 0,02 [K/m]			ΔT = 0,02 [K/m]	
	TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA [ºC]					TEMP. DE SUCÇÃO SATURADA [ºC]				
Diam Nom. (OD) [mm]	-40	-30	-20	-5	+5	-40	-20	+5		
	ΔP [Pa/m]					ΔP = 749,0 [Pa/m]			Vel = 0,5 [m/s]	ΔP = 749 [Pa/m]
	196	277	378	572	731					
12	0,32	0,50	0,75	1,28	1,76	2,30	2,44	2,60	7,08	11,24
15	0,61	0,95	1,43	2,45	3,37	4,37	4,65	4,95	11,49	21,54
18	1,06	1,66	2,49	4,26	5,85	7,59	8,06	8,59	17,41	37,49
22	1,88	2,93	4,39	7,51	10,31	13,32	14,15	15,07	26,66	66,18
28	3,73	5,82	8,71	14,83	20,34	26,24	27,89	29,70	44,57	131,0
35	6,87	10,70	15,99	27,22	37,31	48,03	51,05	54,37	70,52	240,07
42	11,44	17,80	26,56	45,17	61,84	79,50	84,52	90,00	103,4	399,3
54	22,81	35,49	52,81	89,69	122,7	157,3	167,2	178,1	174,1	794,2
67	40,81	63,34	94,08	159,5	218,3	279,4	297,0	316,3	269,9	1415,0
79	63,34	98,13	145,9	247,2	337,9	431,3	458,5	488,2	376,5	2190,9
105	136,0	210,3	312,2	527,8	721,9	919,7	977,6	1041,0	672,0	4697,0

ΔT para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta T = \Delta T_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)^{1,85}$$

ΔP para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta P = \Delta P_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)$$

Valores baseados em temperaturas de condensação de 40 ºC.

Para valores diferentes utilizar correção abaixo

TEMP. DE CONDENSAÇÃO [ºC]	LINHAS DE SUCÇÃO	LINHAS DE DESCARGA
20	1,18	0,80
30	1,10	0,88
40	1,00	1,00
50	0,91	1,11

Ao considerar todos esses fatores, a prática indica que as linhas de descarga de gás podem ser dimensionadas para uma queda de pressão tal que a redução de temperatura equivalente não seja superior a 1,1ºC.

As linhas de descarga de gás devem ser também verificadas quanto à velocidade, aplicando-se os mesmos critérios utilizados para o movimento correto do óleo em linhas de sucção, isto é, 5,0 m/s nas linhas verticais de fluxo ascendente e 2,5 m/s nas linhas horizontais. A velocidade máxima aceitável, baseada em considerações de ruído, é de 16,0 m/s. Estas velocidades devem ser verificadas ao dimensionar linhas de descarga de gás.

TABELA 3.17 - COMPRIMENTO EQUIVALENTE DE VÁLVULAS E ACESSÓRIOS [M]

DIÂMETRO NOMINAL (DN)	VÁLVULAS						ACESSÓRIOS		
	GLOBO	Y 60º	Y 45º	ANGULAR	GAVETA	RETENÇÃO	COTOVELO 90º (S_{td})	COTOVELO 90º (LONGO)	CURVA 45º(S_{td})
10	5,2	2,4	1,8	1,8	0,2	1,5	0,4	0,3	0,2
15	5,5	2,7	2,1	2,1	0,2	1,8	0,5	0,3	0,2
20	6,7	3,4	2,1	2,1	0,3	2,2	0,6	0,4	0,3
25	8,8	4,6	3,7	3,7	0,3	3,0	0,8	0,5	0,4
32	12	6,1	4,6	4,6	0,5	4,3	1,0	0,7	0,5
40	13	7,3	5,5	5,5	0,5	4,9	1,2	0,8	0,6
50	17	9,1	7,3	7,3	0,73	6,1	1,5	1,0	0,8
65	21	11	8,8	8,8	0,9	7,6	1,8	1,2	1,0
80	26	13	11	11	1,0	9,1	2,3	1,5	1,2
90	30	15	13	13	1,2	10	2,7	1,8	1,4
100	37	18	14	14	1,4	12	3,0	2,0	1,6
125	43	22	18	18	1,8	15	4,0	2,5	2,0
150	52	27	21	21	2,1	18	4,9	3,0	2,4
200	62	35	26	26	2,7	24	6,1	4,0	3,0
250	85	44	32	32	3,7	30	7,6	4,9	4,0
300	98	50	40	40	4,0	37	9,1	5,8	4,9
350	110	56	47	47	4,6	41	10	7,0	5,5
400	125	64	55	55	5,2	46	12	7,9	6,1
450	140	73	61	61	5,8	50	13	8,8	7,0
500	160	84	72	72	6,7	61	15	10	7,9
600	186	98	81	81	7,6	73	18	12	9,1

Dimensionamento de tubos - Generalidades

As tabelas de dimensionamento básico de tubos são estabelecidas para indicar a capacidade em TR para tamanhos Standard de tubos de cobre, em função das temperaturas de sucção, descarga, queda de pressão ou comprimento equivalente do tubo. Algumas destas tabelas são mostradas a seguir. Também podem ser utilizados gráficos para indicar a velocidade nas linhas transportadoras de vapor de refrigerante, comparando-as com a capacidade Standard do sistema em TR.

Todas as tabelas e gráficos são normalmente elaborados para uma condição de referência, por exemplo, 4,4ºC (40ºF) de temperatura de evaporação e 41ºC (105ºF) de temperatura de condensação. Se for necessário dimensionar tubos e verificar as velocidades para outras condições, são aplicados fatores de correção.

As Tabelas 3.19 e 3.20 foram elaboradas para uma temperatura de condensação de 40(C, e utilizando-se óleo mineral para o R22 e R502 e óleo éster para o R134a. Para outras temperaturas da linha de líquido, devem ser utilizadas as correções da Tabela 3.21.

TABELA 3.18 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO MÍNIMA, EM kW - LINHA DE SUCÇÃO (R134A)

TEMP. SAT. [ºC]	TEMP. SUCÇÃO [ºC]	DIÂMETRO NOMINAL DO TUBO (OD), EM [mm]										
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105
-10	-5	0,27	0,50	0,84	1,44	2,73	4,85	7,83	15,01	25,96	39,34	81,16
	5	0,25	0,45	0,76	1,29	2,45	4,34	7,01	13,44	23,25	35,24	72,70
	15	0,24	0,44	0,73	1,25	2,37	4,21	6,79	13,02	22,52	34,13	70,41
-5	0	0,30	0,54	0,91	1,56	2,96	5,24	8,47	16,23	28,08	42,56	87,81
	10	0,27	0,50	0,84	1,43	2,72	4,83	7,79	14,94	25,84	39,17	80,81
	20	0,26	0,48	0,81	1,39	2,63	4,67	7,55	14,47	25,03	37,93	78,25
5	10	0,36	0,66	1,10	1,87	3,56	6,32	10,20	19,57	33,84	51,29	105,82
	20	0,34	0,62	1,03	1,76	3,35	5,94	9,59	18,38	31,79	48,18	99,41
	30	0,32	0,58	0,98	1,67	3,17	5,62	9,08	17,40	30,10	45,62	94,12
10	15	0,39	0,72	1,21	2,06	3,92	6,96	11,23	21,54	37,25	56,46	116,48
	25	0,37	0,68	1,14	1,94	3,70	6,56	10,58	20,29	35,10	53,20	109,75
	35	0,36	0,66	1,10	1,88	3,58	6,35	10,24	19,64	33,97	51,49	106,22

TABELA 3.19 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO MÍNIMA, EM kW - LINHA DE SUCÇÃO (R22)

TEMP. SAT. [ºC]	TEMP. SUCÇÃO [ºC]	DIÂMETRO NOMINAL DO TUBO (OD), EM [mm]										
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105
-40	-35	0,18	0,33	0,56	0,96	1,82	3,22	5,20	9,98	14,26	26,16	53,96
	-25	0,17	0,32	0,53	0,91	1,72	3,06	4,94	9,46	16,37	24,81	51,19
	-15	0,17	0,31	0,52	0,88	1,67	2,97	4,79	9,19	15,89	24,08	49,68
-20	-15	0,29	0,53	0,89	1,51	2,87	5,09	8,21	15,75	27,24	41,28	85,17
	-5	0,27	0,50	0,84	1,43	2,72	4,83	7,80	14,96	25,88	39,23	80,93
	5	0,26	0,49	0,82	1,39	2,64	4,68	7,56	14,49	25,06	37,98	78,35
-5	0	0,39	0,71	1,20	2,04	3,88	6,88	11,11	21,31	36,85	55,86	115,24
	10	0,37	0,68	1,14	1,94	3,68	6,53	10,54	20,20	34,94	52,95	109,25
	20	0,35	0,65	1,09	1,86	3,54	6,28	10,13	19,43	33,60	50,92	105,07
5	10	0,47	0,86	1,45	2,47	4,69	8,33	13,44	25,77	44,58	67,56	139,39
	20	0,44	0,81	1,36	2,31	4,39	7,79	12,58	24,13	41,73	63,25	130,49
	30	0,42	0,77	1,30	2,22	4,21	7,48	12,07	23,14	40,03	60,67	125,16

TABELA 3.20 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO MÍNIMA, EM kW - LINHA DE SUCÇÃO (R502)

TEMP. SAT. [ºC]	TEMP. SUCÇÃO [ºC]	DIÂMETRO NOMINAL DO TUBO (OD), EM [mm]										
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105
-40	-35	0,13	0,24	0,40	0,68	1,28	2,28	3,68	7,05	12,20	18,49	38,15
	-25	0,13	0,23	0,39	0,66	1,25	2,22	3,58	6,86	11,86	17,97	37,08
	-15	0,12	0,22	0,37	0,64	1,21	2,15	3,47	6,66	11,52	17,45	36,01
-20	-15	0,21	0,39	0,65	1,10	2,10	3,72	6,00	11,51	19,91	30,17	62,25
	-5	0,20	0,37	0,63	1,07	2,03	3,61	5,82	11,17	19,31	29,27	60,39
	5	0,20	0,36	0,61	1,04	1,98	3,51	5,67	10,87	18,79	28,48	58,76
-5	0	0,29	0,53	0,89	1,51	2,87	5,09	8,22	15,77	27,28	41,34	84,29
	10	0,28	0,51	0,86	1,46	2,78	4,94	7,97	15,28	26,43	40,06	82,66
	20	0,27	0,50	0,83	1,42	2,70	4,79	7,74	14,84	25,66	38,89	80,24
5	10	0,35	0,64	1,07	1,82	3,47	6,15	9,93	19,04	32,94	49,92	102,99
	20	0,34	0,62	1,04	1,77	3,36	5,95	9,61	18,43	31,88	48,32	99,69
	30	0,33	0,60	1,01	1,71	3,26	5,78	9,33	17,88	30,93	46,88	96,72

TABELA 3.21 - CORREÇÕES PARA AS CAPACIDADES DAS LINHAS DE SUCÇÃO

	TEMPERATURA DA LINHA DE LÍQUIDO, EM [ºC]		
REFRIGERANTE	20	30	50
R134a	1,20	1,10	0,89
R22	1,17	1,08	0,91
R502	1,26	1,12	0,86

TABELA 3.22 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO MÍNIMA, EM kW - LINHA DE DESCARGA (R134A)

TEMP. SAT. [ºC]	TEMP. DESCAR. [ºC]	DIÂMETRO NOMINAL DO TUBO (OD), EM [mm]										
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105
20	60	0,47	0,86	1,45	2,46	4,68	8,31	13,41	25,71	44,47	67,40	139,05
	70	0,44	0,81	1,36	2,31	4,40	7,81	12,60	24,16	41,79	63,33	130,67
	80	0,43	0,79	1,33	2,26	4,30	7,63	12,31	23,61	40,83	61,88	127,67
30	70	0,49	0,90	1,52	2,59	4,92	8,73	14,09	27,01	46,72	70,81	145,10
	80	0,46	0,85	1,43	2,43	4,26	8,20	13,23	25,37	43,89	66,51	137,23
	90	0,45	0,83	1,39	2,37	4,51	8,01	12,93	24,79	42,87	64,97	134,05
40	80	0,51	0,93	1,56	2,66	5,06	8,98	14,50	27,79	48,08	72,86	150,33
	90	0,48	0,87	1,47	2,50	4,76	8,44	13,62	26,12	45,18	68,48	141,29
	100	0,47	0,85	1,43	2,44	4,64	8,23	13,28	25,47	44,05	66,76	137,74
50	90	0,51	0,94	1,57	2,68	5,09	9,04	14,59	27,97	48,39	73,33	151,30
	100	0,48	0,88	1,48	2,51	4,78	8,48	13,69	26,25	45,40	68,81	141,97
	110	0,47	0,86	1,44	2,45	4,67	8,28	13,36	25,62	44,32	67,17	138,59

TABELA 3.23 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO MÍNIMA, EM kW - LINHA DE DESCARGA (R22)

TEMP. SAT. [ºC]	TEMP. DESCAR. [ºC]	DIÂMETRO NOMINAL DO TUBO (OD), EM [mm]										
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105
20	60	0,56	0,03	0,74	2,96	5,62	9,97	16,09	30,86	43,38	80,90	116,90
	70	0,55	1,01	1,69	2,88	5,48	9,72	15,69	30,08	52,03	48,85	162,68
	80	0,54	0,98	1,65	2,81	5,34	9,48	15,31	29,35	50,76	76,93	158,73
30	70	0,60	1,09	1,84	3,13	5,95	10,55	17,03	32,65	56,47	85,59	176,59
	80	0,58	1,06	1,79	3,04	5,78	10,25	16,55	31,74	54,90	83,21	171,67
	90	0,57	0,04	1,74	2,96	5,64	10,00	16,14	30,95	53,53	81,13	167,39
40	80	0,62	1,13	1,90	3,24	6,16	10,93	17,65	33,85	58,55	88,73	183,07
	90	0,60	1,10	1,85	3,16	6,00	10,65	17,19	32,96	47,01	86,40	178,26
	100	0,58	1,07	1,80	3,07	5,83	10,34	16,70	32,02	55,38	83,94	173,17
50	90	0,63	1,16	1,94	3,31	6,29	11,16	18,02	34,55	59,77	90,58	186,88
	100	0,61	1,12	1,88	3,21	6,10	10,82	17,47	33,50	57,95	87,83	181,21
	110	0,60	1,09	1,83	3,13	5,94	10,54	17,02	32,63	56,44	85,53	176,47

As Tabelas 3.22, 3.23 e 3.24 foram elaboradas para uma temperatura de evaporação de -5ºC, e utilizando-se óleo mineral para o R22 e R502 e óleo éster para o R134a. Para outras temperaturas de evaporação, deve-se utilizar as correções dadas na Tabela 3.25.

TABELA 3.24 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO MÍNIMA, EM kW - LINHA DE DESCARGA (R502)

TEMP. SAT. [ºC]	TEMP. DESCAR. [ºC]	DIÂMETRO NOMINAL DO TUBO (OD), EM [mm]										
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105
20	60	0,45	0,83	1,40	2,38	4,52	8,03	12,96	24,85	42,98	65,14	134,40
	70	0,44	0,81	1,36	2,31	4,39	7,80	12,59	24,13	41,74	63,26	130,51
	80	0,43	0,79	1,32	2,26	4,29	7,61	12,28	23,54	40,72	61,72	127,33
30	70	0,46	0,84	1,41	2,41	4,58	8,13	13,12	25,15	43,51	65,94	136,04
	80	0,45	0,82	1,38	2,34	4,45	7,90	12,76	24,46	42,31	54,13	132,30
	90	0,44	0,80	1,34	2,29	4,34	7,71	12,44	23,85	41,26	62,53	129,02
40	80	0,45	0,83	1,39	2,37	4,50	7,98	12,89	24,71	42,74	64,78	133,65
	90	0,44	0,80	1,35	2,30	4,38	7,77	12,54	24,04	41,59	63,03	130,04
	100	0,43	0,78	1,32	2,24	4,26	7,56	12,20	23,40	40,47	61,34	126,55
50	90	0,43	0,79	1,33	2,27	4,31	7,64	12,34	23,65	40,91	62,01	127,93
	100	0,42	0,77	1,29	2,20	4,17	7,41	11,96	22,93	39,65	60,10	124,00
	110	0,41	0,75	1,25	2,13	2,06	7,20	11,62	22,28	38,54	58,40	120,50

TABELA 3.25 - CORREÇÕES PARA AS CAPACIDADES DAS LINHAS DE DESCARGA

REFRIGERANTE	TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA, EM [ºC]				
	-50	-40	-30	-20	+5
R22	0.87	0.90	0.93	0.96	1.02
R502	0.77	0.83	0.88	0.93	11.04
	TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA, EM [ºC]				
R134a	0		5		10
	1.02		1.04		1.06

Para se determinar o diâmetro das tubulações, é necessário determinar a vazão volumétrica de refrigerante em cada uma das linhas do sistema, isto é, linhas de sucção, descarga e líquido. Esta vazão é determinada a partir do volume específico do fluído frigorífico em cada uma destas linhas e da vazão mássica, a qual pode ser determinada em função da capacidade frigorífica como mostra a Tabela 3.26.

O volume específico nas linhas de sucção e de líquido pode ser determinado diretamente das tabelas de propriedades dos fluídos frigoríficos, porém o volume específico na descarga do compressor depende do tipo de compressor e da sua eficiência. De geral, este volume específico pode ser estimado pela equação abaixo.

$$\dot{V}_{desc} = \dot{V}_{suc} \frac{P_{suc}}{P_{desc}} 1{,}20 \tag{3.43}$$

em que: $\dot{V}_{desc}$ vazão volumétrica na linha de descarga;

$\dot{V}_{suc}$ vazão volumétrica na linha de descarga;

P_{suc} pressão de sucção; e

P_{desc} pressão de descarga;

TABELA 3.26 - VAZÃO MÁSSICA DE REFRIGERANTE, EM KG/S POR kW

TEMP. EVAP. [ºC]	R717 TEMP. DE CONDENSAÇÃO [ºC]			R134A TEMP. DE CONDENSAÇÃO [ºC]			R22 TEMP. DE CONDENSAÇÃO [ºC]		
	30	35	40	30	35	40	30	35	40
0	0,00088	0,00090	0,00092	0,00621	0,00649	0,00681	0,00580	0,00604	0,00628
-10	0,00089	0,00091	0,00093	0,00645	0,00675	0,00712	0,00593	0,00617	0,00645
-20	0,00090	0,00092	0,00095	0,00671	0,00705	0,00744	0,00610	0,00634	0,00662
-30	0,00091	0,00093	0,00095	0,00701	0,00739	0,00780	0,00626	0,00653	0,00681

Exemplo: Considere um sistema frigorífico operando com R22, com capacidade de 100 TR, temperatura de evaporação de -5ºC e de condensação de 40ºC. A linha de sucção tem um comprimento de 25 m e é dotada de duas válvulas angulares, uma válvula de retenção e três cotovelos. A linha de descarga tem um comprimento de 30 m, sendo dotada de uma válvula globo, uma válvula de retenção e três cotovelos.

A linha de líquido tem um comprimento de 55 m, duas válvulas angulares e três cotovelos. Determine o diâmetro destas tubulações a perda de carga nestas linhas.

Solução

Da Tabela 3.26, tem-se: $\dot{m}$ = 0,00636 kg/s.kW ou $\dot{m}$ = 2,24 kg/s

Dos diagramas de propriedades (Figura A-1 no CD):

v_{suc} = 0,05534 m³/kg

v_{liq} = 0,000884 m³/kg

P_{desc} = 1534 kPa

P_{suc} = 422 kPa

Vazão volumétrica na sucção: $\dot{V}_{suc} = 2{,}24 \, kg/s \;\; 0{,}05534 \, m^3/kg = 0{,}124 \, m^3/s$

Vazão volum. na linha de liquido: $\dot{V}_{liq} = 2{,}24 \,.\, 0{,}000884 = 0{,}00198 \text{ m}^3/\text{s}$

Vazão volumétrica na descarga: $\dot{V}_{desc} = 0{,}124 \dfrac{422}{1534} 1{,}2 = 0{,}0409 \text{ m}^3/\text{s}$

Linha de sucção: admitindo-se inicialmente um diâmetro Std. de 105 mm, tem-se:

Comprimento	25 m
2 válvulas angulares	2 x 14,8 m
1 válvula de retenção	1 x 12,6 m
3 cotovelos (90º)	3 x 2,2 m
Total	73,8 m

Da Tabela 3.16, tem-se: Capacidade = 527,8 kW $\Delta T = 0{,}04$ K/m $\Delta P = 572$ Pa/m

$$\Delta T = 0{,}04 \frac{73{,}8}{1{,}0} \left(\frac{352}{527{,}8} \right)^{1{,}85} = 1{,}4\ ^\circ\text{C} \qquad (< 2{,}2\ ^\circ\text{C} \Rightarrow \text{OK})$$

$$\Delta P = 572 \frac{73{,}8}{1{,}0} \frac{352}{527{,}8} = 28153 \text{ Pa} = 28{,}1 \text{ kPa}$$

Da Tabela 3.19, a capacidade mínima requerida para ocorrer transporte adequado do óleo é de 115,24 kW.

Como $\Delta T(\Delta = 1{,}4ºC)$ calculado é menor que o máximo recomendado (2,2ºC), e a capacidade é maior que a mínima requerida, o diâmetro especificado pode ser utilizado.

Linha de Descarga: admitindo-se inicialmente um diâmetro Std. de 80 mm, tem-se:

Comprimento	30 m
1 válvula globo	1 x 26,0 m
1 válvula de retenção	1 x 9,1 m
3 cotovelos (90º)	3 x 2,3 m
Total	72,0 m

Da Tabela 3.16, tem-se: Capacidade = 476,3 kW   ΔT = 0,02 K/m   ΔP = 749 Pa/m

$$\Delta T = 0{,}02 \frac{72{,}0}{1{,}0}\left(\frac{352}{476{,}3}\right)^{1{,}85} = 0{,}82^{\circ}C \qquad (< 1{,}1\ ^{\circ}C \Rightarrow OK)$$

$$\Delta P = 749 \frac{72}{1{,}0}\frac{352}{476{,}3} = 39854\ Pa = 39{,}8\ kPa$$

Da Tabela 3.23, a capacidade mínima requerida para ocorrer transporte adequado do óleo é de 88,73 kW.

Como ΔT (Δ=0,82ºC) calculado é menor que o máximo recomendado (1,1ºC) e a capacidade é maior que a mínima requerida, o diâmetro especificado pode ser utilizado.

Linha de Líquido: admitindo-se inicialmente um diâmetro Std. de 54 mm, tem-se:

Comprimento	55 m
2 válvula angulares	2 x 7,7 m
3 cotovelos (90º)	3 x 1,6 m
Total	75,2 m

Da Tabela 3.16, tem-se: Capacidade = 794,2 kW   ΔT = 0,02 K/m   ΔP = 749 Pa/m

$$\Delta T = 0{,}02\,\frac{75{,}2}{1{,}0}\left(\frac{352}{794{,}2}\right)^{1{,}85} = 0{,}33°C \qquad (< 1{,}1°C => OK)$$

$$\Delta P = 749\,\frac{75{,}2}{1{,}0}\,\frac{352}{794{,}2} = 24963\ Pa = 24{,}9\ kPa$$

Como ΔT (Δ=0,33ºC) calculado é menor que o máximo recomendado (1,1ºC), o diâmetro especificado pode ser utilizado.

3.3.10 Degelo

Nos evaporadores que trabalham com temperaturas inferiores às de congelamento pode ocorrer o acúmulo de gelo sobre sua superfície, o que leva à redução de capacidade e eficiência do sistema frigorífico. Nos evaporadores aletados, o acúmulo de gelo bloqueia a passagem do ar, restringindo o seu fluxo e, conseqüentemente, a transferência de calor. A taxa de acúmulo de gelo aumenta com a redução da temperatura de evaporação e com a taxa de utilização do ambiente refrigerado.

Degelo a ar

O degelo a ar somente pode ser utilizado quando a temperatura da câmara é superior à temperatura de congelamento, sendo que o mesmo deve ser efetuado durante os períodos nos quais a câmara não necessita de resfriamento e o sistema frigorífico está desligado. Durante o ciclo de degelo, o ventilador dos evaporadores continua operando, o que provoca o derretimento do gelo formado sobre a superfície dos evaporadores. Este sistema de degelo é normalmente controlado por timer.

Alguns sistemas podem necessitar de longos períodos de degelo, provocando uma variação excessiva da temperatura da câmara. Além disto, parte da umidade formada sobre a superfície do evaporador durante o degelo será transferida novamente para o ambiente, isto é, para o ar, da câmara. Portanto, este sistema de degelo não é recomendado para câmaras que devem ser mantidas com baixa umidade relativa e com temperaturas inferiores a +2ºC.

Degelo a água

Nas câmaras que trabalham com temperaturas inferiores à de temperatura de congelamento (0ºC), o degelo a ar não pode ser utilizado, uma vez que o mesmo se encontra abaixo da temperatura de congelamento e não devem ser permitidas variações significativas de temperatura no interior da câmara. Assim, deve-se utilizar outra forma de transferir calor para a superfície do evaporador e provocar o derretimento do gelo formado sobre a mesma. A aspersão de água, o degelo elétrico e o degelo por gás quente são técnicas de degelo utilizadas para câmaras que trabalham com temperatura abaixo de 0ºC.

Para se efetuar o degelo por água, utiliza-se uma tubulação que conduz a mesma até a parte superior dos evaporadores. A água é então aspergida sobre a superfície do evaporador até que todo o gelo tenha sido derretido. Devem ser instalados sistemas de drenagem da tubulação que conduz a água até os evaporadores, de forma que as mesmas sejam esvaziadas antes de se dar início à operação normal de resfriamento da câmara (vide Figura 3.69).

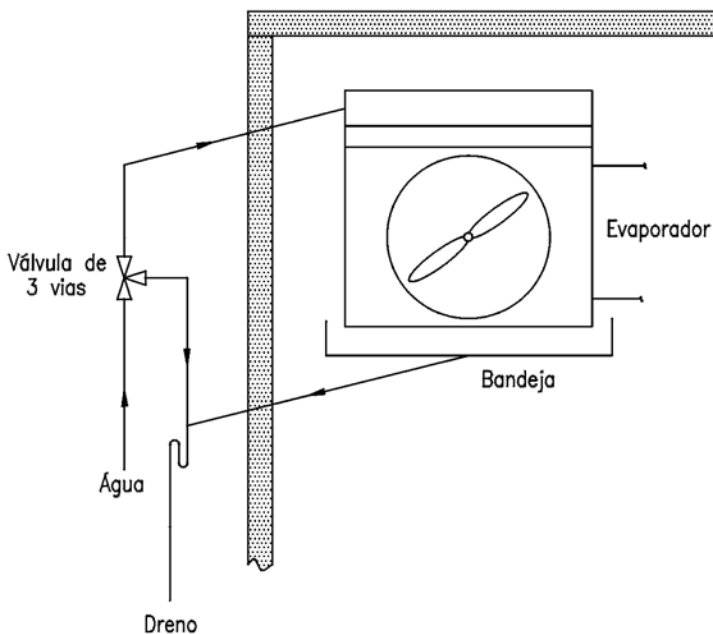



Figura 3.69 - Sistema de degelo por aspersão de água

Durante o ciclo de degelo, interrompe-se o suprimento de refrigerante ao evaporador. Em alguns sistemas, tanto a bandeja de condensado quanto os drenos são aquecidos por meio de resistências elétricas.

Este sistema de degelo tem custo inicial baixo e mantém a superfície dos evaporadores limpas, o que é especialmente vantajoso para câmaras de armazenagem de carnes e frutas. No entanto, há necessidade de água limpa em abundância e resulta em ciclos de degelo relativamente longos. A água deve ser suprida com temperaturas superiores a 4ºC. Este sistema é indicado para câmaras com temperaturas superiores a -18ºC.

Outra opção é a aspersão contínua de salmoura (cloreto de sódio) ou propileno-glicol sobre a superfície aletada do evaporador, o que previne a formação de gelo. A salmoura pode ser utilizada para temperaturas da câmara de até -12ºC e o propileno-glicol até -35ºC. Ao ser aspergida sobre o evaporador, a salmoura (ou propileno-glicol) absorve umidade, reduzindo a sua concentração. Portanto, deve-se prever um meio de corrigir a concentração regularmente pela adição de sal ou evaporação da umidade absorvida.

Degelo elétrico

Nestes sistemas os evaporadores são construídos de forma que possam ser inseridas resistências elétricas entre a superfície aletada, ou dentro de tubos, as quais serão acionadas durante o ciclo de degelo. Este sistema de degelo é de fácil construção e operação. Resulta em ciclos rápidos de degelo e pode ser utilizado para baixas temperaturas. Porém, tanto o seu custo inicial quanto operacional podem ser elevados.

Degelo por gás quente

Este sistema pode ser utilizado para câmaras de baixa temperatura. Resulta em ciclos de degelo bastante curtos. Este método utiliza o vapor da descarga do compressor para aplicar calor diretamente sobre a superfície dos evaporadores. Em alguns sistemas, a aplicação se dá também sobre a badeja de condensado.

Quando o vapor superaquecido entra no evaporador, a pressão começa a se elevar, e o refrigerante líquido contido no interior da serpentina mais o condensado que acaba de ser

formado são conduzidos para a linha de sucção. Assim, deve-se instalar uma serpentina de re-evaporação ou um acumulador de sucção para evitar a aspiração de refrigerante líquido pelo compressor.

Para prevenir elevadas pressões de sucção e, conseqüentemente, sobrecarga no motor do compressor durante o ciclo de degelo, pode-se utilizar uma válvula redutora de pressão na linha de sucção a qual deve ser ajustada para permanecer completamente aberta durante o ciclo de resfriamento, atuando somente durante o ciclo de degelo.

O vapor superaquecido da descarga do compressor deve, primeiro, ser conduzido através da serpentina de degelo da bandeja de condensado, sendo então introduzido no evaporador. As figuras 3.70 e 3.71 mostram dois sistemas típicos de degelo por gás quente. Na Figura 3.70, o gás, após passar pela serpentina de degelo da bandeja, é introduzido no evaporador pela linha de líquido. Na Figura 3.71, o gás é introduzido no evaporador pela linha de sucção, isto é, pela sua saída.

Alguns projetistas alegam que o estresse térmico provocado pelo fluxo alternado de refrigerante frio e quente através das serpentinas do evaporador pode provocar vazamentos, principalmente nas conexões. Assim, deve-se tomar o cuidado de verificar constantemente as conexões nas linhas de líquido e sucção, de forma a minimizar possíveis vazamentos.

Sistema de controle

O início do ciclo de degelo deve sempre deve ser automático, podendo se empregar timer, manômetro diferencial, entre entrada e saída do ar do evaporador e sensores infravermelho, que detectam a presença de gelo sobre a superfície aletada do evaporador.

O ciclo de degelo deve ser o mais curto possível e seu término também deve ser automático. Para tal, pode se utilizar um sensor que determina a temperatura da serpentina e interrompe o degelo quando a mesma atinge valores da ordem de 4ºC. A partida do ventilador do evaporador, após o ciclo de degelo, deve ser retardada até que a temperatura da serpentina tenha atingido valores normais de operação.

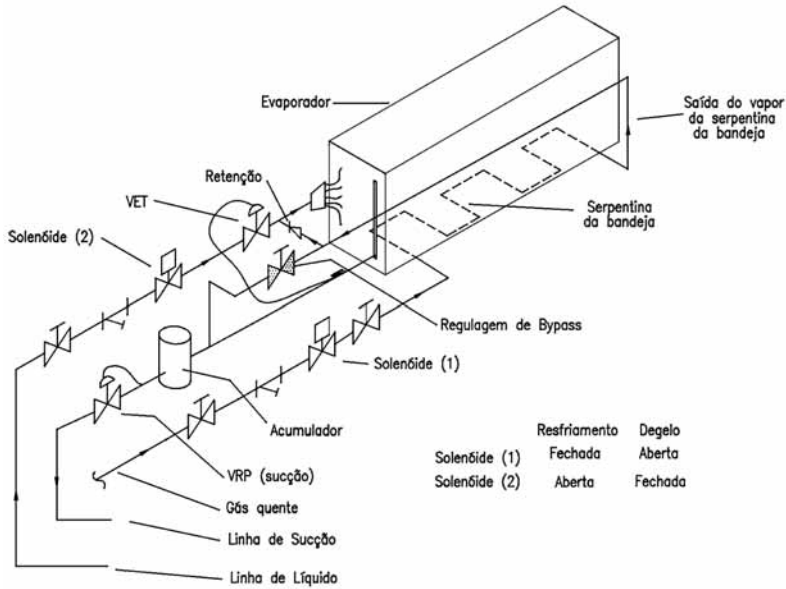



Figura 3.70 - Sistema de degelo por gás quente (gás introduzido pela linha de líquido)

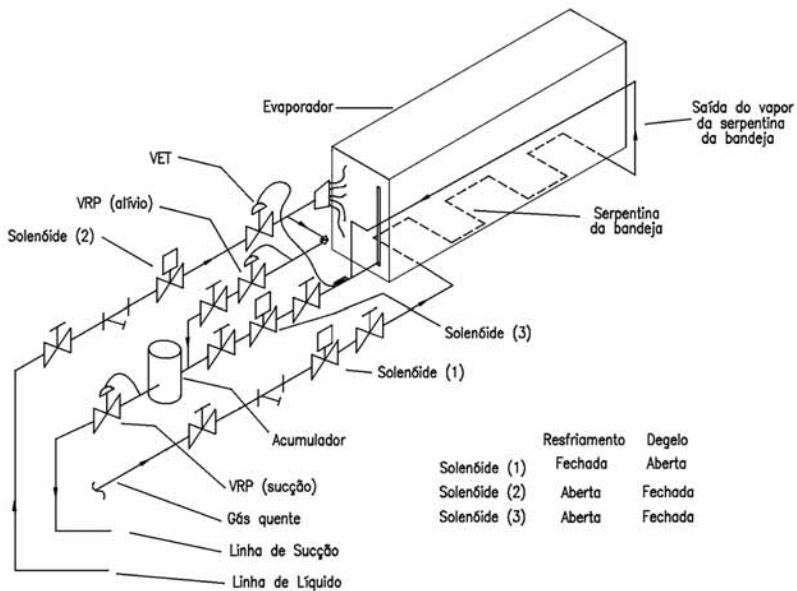



Figura 3.71 - Sistema de degelo por gás quente (gás introduzido pela linha de gás)

3.4 Medições e parâmetros

Ao longo da vida útil dos sistemas de refrigeração, é importante que se faça o monitoramento de determinados parâmetros para manter as condições de operação da instalação o mais próximo do ponto ótimo e para se obter dados que auxiliem no planejamento de operação e manutenção. A seguir, são apresentados alguns parâmetros que podem ser monitorados e os instrumentos utilizados na sua determinação. Dependendo da capacidade e da complexidade do sistema, pode-se monitorar uma maior ou menor quantidade de parâmetros.

Os principais parâmetros físicos a serem medidos são:

- temperatura de bulbo seco do ar;
- temperatura de bulbo úmido do ar;
- temperatura da água ou salmoura;
- temperatura do fluido refrigerante no circuito frigorífico;
- velocidade do ar;
- pressão do ar;
- pressão da água ou salmoura;
- pressões no circuito frigorífico;
- vazão de água ou salmoura;
- rotação das máquinas;
- tensão elétrica;
- corrente elétrica; e
- potência elétrica.

Para a medição desses parâmetros podem ser utilizados os seguintes instrumentos:

- termômetro;
- termômetro de bulbo úmido;

- termômetro de resistência;
- manômetro;
- anemômetro;
- tubo de Pitot;
- placa de orifício;
- amperímetro;
- voltímetro;
- wattímetro;
- tacômetro; e
- psicrômetro.

Antes de se adotar qualquer medida no sentido de melhorar o comportamento energético de um sistema de refrigeração, é importante conhecer seu estado nas mesmas condições estabelecidas durante a realização do projeto.

Diante de uma determinada instalação, deve-se proceder à avaliação de seu funcionamento, analisando se o seu comportamento está de acordo com o que se esperava obter. É preciso decidir sobre as ações a serem tomadas sobre os ajustes necessários para se obter o funcionamento correto dos equipamentos e componentes, de modo que se obtenham as condições de funcionamento desejadas. Assim, é importante que o sistema de refrigeração seja definido com precisão, incorporando todos os elementos que o constituem. Para garantir que a instalação opere sob as condições previstas no projeto, devem-se realizar, com precisão, medições, ensaios, controle, calibração e ajuste de todos os componentes da instalação.

3.4.1 Análise dos equipamentos e componentes

a) Grupo de resfriamento de água ou salmoura

Para a análise do grupo de resfriamento de água ou salmoura, as seguintes medições são efetuadas:

- Consumo elétrico dos motores de acionamento, usando um wattímetro. No caso de uma instalação de grande porte, é recomendável a instalação de um registrador de energia.
- Temperatura do líquido a ser resfriado na entrada e na saída do resfriador.
- Temperatura da água na entrada e na saída do condensador.
- Pressão do líquido a ser resfriado antes e depois do resfriador.
- Caso exista instrumento, medir a vazão de água através do resfriador e a vazão da água de condensação.

Com essas informações pode-se, então:

- Conhecendo a perda de carga no resfriador, determinar a vazão de água a resfriar utilizando os gráficos fornecidos pelo fabricante do equipamento.
- Conhecendo-se a vazão de líquido e a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do resfriador, determinar a potência frigorífica produzida pelo equipamento, como segue:

$$P_{res} = \rho \dot{V} C_p \left(T_e - T_s\right) \quad (3.44)$$

em que:

P_{res} potência frigorífica em (Kcal/h);

ρ massa específica igual a 1.000 kg/m^{3}para a água e igual a 1.070 kg/m^3 para uma concentração de 45% de glicol em peso;

$\dot{V}$ vazão de líquido em (m^3/h) ;

C_p calor específico da água igual a 1kcal/kgºC e do glicol igual a 0,8 kcal/kgºC;

T_e temperatura na entrada do resfriador em ºC ;

T_s temperatura na saída do resfriador em ºC.

Com os dados fornecidos pelo fabricante, é possível saber se o equipamento está funcionando a plena carga ou em carga parcial, sob as mesmas condições de condensação. Em carga parcial, o grupo de resfriamento funciona com rendimento inferior ao ótimo.

Para determinar a potência elétrica absorvida, em carga parcial, pode-se recorrer aos dados do fabricante.

Deste modo, pode-se comparar a potência elétrica medida com a potência esperada. Uma diferença grande entre as duas potências indica a existência de algum defeito a ser corrigido.

Caso seja constatado que o equipamento trabalhe constantemente em carga parcial, deve-se adaptar melhor o equipamento à carga para que este trabalhe com melhores rendimentos.

Valores típicos de potência absorvida a carga parcial são apresentados na Tabela 3.27 para dois tipos de compressores.

TABELA 3.27: VALORES DE POTÊNCIA ABSORVIDA A CARGA PARCIAL

COMPRESSOR ALTERNATIVO - REFRIGERANTE R22	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	84
60	69
40	52
25	40

COMPRESSOR ALTERNATIVO - REFRIGERANTE R717	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	83
60	65
40	48
25	35

TABELA 3.27: CONTINUAÇÃO

COMPRESSOR PARAFUSO - REFRIGERANTE R22	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	86
60	70
40	55
20	44
10	40
COMPRESSOR PARAFUSO - REFRIGERANTE R717	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO	POTÊNCIA ABSORVIDA (%) (%)
100	100
80	78
60	64
40	50
20	40
10	36

b) Grupo de condensação a água

Em sistemas de refrigeração com condensação a água, as seguintes medidas são realizadas:

- consumo de energia elétrica dos motores de acionamento dos compressores;
- temperatura da água na entrada e na saída do condensador;
- pressão do refrigerante na entrada e na saída do condensador; e
- vazão de água de condensação.

O comportamento geral do grupo de condensação é semelhante ao do grupo de resfriamento de líquido. Assim, as mesmas observações podem ser aplicadas.

c) Grupo de condensação a ar

A mesma análise feita para o grupo de resfriamento de líquido pode ser realizada para o grupo de condensação a ar. Porém, neste caso são medidos:

- consumo de energia elétrica dos motores de acionamento dos compressores;
- temperatura do ar na entrada e na saída do condensador; e
- vazão de ar através do condensador.

d) Torres de resfriamento

- temperatura de bulbo úmido do ar;
- temperaturas de entrada e de saída da água de condensação na torre; e
- vazão de água de condensação.

A potência da torre pode ser determinada por:

$$P_{torr} = \rho_{H_2O} \, \dot{V} \, C_p \left(T_e - T_s \right) \qquad (3.45)$$

em que:

P_{torr} Potência frigorífica em [kcal/h] ;

ρ_{H_2O} Massa específica da água igual a 1000 kg/m^3;

$\dot{V}$ Vazão de água em [m^3/h];

C_p Calor específico da água igual a 1kcal/kgºC;

T_e Temperatura da água na entrada da torre em ºC; e

T_s Temperatura da água na saída da torre em ºC.

Uma torre de resfriamento deve fornecer água a uma temperatura máxima de saída. Se essa temperatura for inferior à exigida, a torre está com capacidade excessiva e deve se adaptar melhor à capacidade da torre com as necessidades de condensação.

É conveniente considerar a possibilidade de reduzir a vazão de ar para diminuir o consumo energético. Essa redução pode ser feita alterando-se, por exemplo, a rotação dos ventiladores.

e) Ventiladores

Para os ventiladores, são medidas:

- potência absorvida pelo motor de acionamento do ventilador;
- pressão total na aspiração e na descarga (a diferença entre essas duas pressões indica o aumento de pressão gerado pelo equipamento);
- vazão de ar através do ventilador;
- temperatura do ar na aspiração; e

a potência útil do ventilador pode então ser calculada por:

$$P_{vent} = \frac{\dot{V}_{ar}\,\Delta P}{367000} \tag{3.46}$$

em que:

P_{vent}	potência útil do ventilador em [kW]
$\dot{V}_{ar}$	vazão ar através do ventilador em [m³/h] ; e
ΔP	diferença de pressão entre a entrada e a saída do ventilador em [mmca].

A pressão total deve ser corrigida em relação às condições normais de temperatura e pressão (20ºC e 760 mmHg). Essa correção pode ser feita como segue.

$$\Delta P = 2{,}59 \frac{(273 + T)}{P} \tag{3.47}$$

P pressão atmosférica em [mmHg]; e

T temperatura ambiente em [ºC].

A variação de pressão em relação ao nível do mar é apresentada na Tabela 3.28.

TABELA 3.28: VARIAÇÃO DE PRESSÃO DO AR EM RELAÇÃO AO NÍVEL DO MAR.

ALTURA EM RELAÇÃO AO NÍVEL DO MAR [m]	PRESSÃO [mmHG]	PRESSÃO RELATIVA AO NÍVEL DO MAR
0	760	1,000
300	733	0,964
600	707	0,929
900	681	0,896
1200	656	0,863
1500	632	0,832
1800	609	0,801
2100	586	0,771
2400	564	0,742
2900	543	0,714
3000	523	0,687

Comparando a potência útil com a potência medida, tem-se o rendimento do ventilador, dado por:

$$\eta_{vent} = 100 \frac{P_{vent}}{P_{med}} \tag{3.48}$$

em que:

η_{ent} rendimento do ventilador em [%];

P_{vent} potência útil do ventilador [kW]; e

P_{med} potência medida do ventilador [kW].

O rendimento com que trabalha um ventilador é significativo em relação às possibilidades de melhoria energética possíveis de se obter.

f) Bombas Centrífugas

Para os ventiladores, são medidas as seguintes grandezas:

- potência absorvida pelo motor elétrico de acionamento da bomba;
- pressão de aspiração e de descarga da bomba (diferença entre essas duas pressões corresponde ao aumento de pressão da bomba); e
- vazão de água através da bomba.

Conhecendo-se o aumento de pressão através da bomba e a vazão, pode-se calcular a potência da bomba, como segue:

$$P_{bomba} = \frac{\dot{V}_{agua}\,\Delta P}{367000} \tag{3.49}$$

em que:

P_{bomba} potência útil da bomba em [kW];

$\dot{V}_{agua}$ vazão de fluido através da bomba em[m³/h] ; e

ΔP diferença de pressão entre a entrada e a saída do ventilador em [mmca].

Com a potência útil e a potência absorvida, pode-se determinar o rendimento da bomba como:

$$\eta_{bomba} = 100 \frac{P_{bomba}}{P_{med}} \tag{3.50}$$

em que:

η_{bomba} rendimento da bomba em [%];

P_{bomba} potência útil da bomba [kW]; e

P_{med} potência medida da bomba [kW].

Comparando os valores obtidos com os valores fornecidos pelo fabricante, podem-se obter informações importantes sobre a possibilidade de melhoria energética.

g) Evaporador de tiragem forçada

As medidas realizadas em evaporadores de tiragem forçada são:

- vazão de ar através dos ventiladores;
- temperatura do ar na entrada e na saída do evaporador;
- temperatura na linha de aspiração próximo ao bulbo da válvula de expansão; e
- Pressão na linha de aspiração.

O valor da pressão no evaporador equivale a uma temperatura de evaporação, que pode ser obtida em uma tabela de vapor saturado do refrigerante. Uma temperatura de evaporação excessivamente baixa origina um trabalho de compressão maior que o necessário.

h) Tubulação de água

As medidas realizadas na tubulação de água são:

- vazão de água; e
- perda de carga ou diferença de pressão entre os pontos da tubulação.

A potência necessária para o bombeamento é determinada de maneira análoga à das bombas. Valores típicos de potência de bombeamento são 30kW por 10^6kcal/h para água gelada e água de condensação.

i) Tubulação de refrigerante primário

A medição das temperaturas, no início e no final das linhas de líquido, de aspiração e de descarga permitem deduzir indiretamente a queda de pressão existente.

j) Câmaras isoladas

Deve-se determinar o fluxo de calor através do isolamento e dos componentes estruturais. Um fluxo de calor da ordem de 8kcal/hm^2 representa um isolamento excelente.

3.5 Operação e manutenção eficientes

Nesse item são descritas algumas atividades geralmente executadas pelo pessoal de manutenção em sistemas de refrigeração e algumas observações referentes à solução dos problemas que normalmente ocorrem nesses sistemas.

3.5.1 Testes de vazamentos de refrigerantes

Este teste é efetuado no sistema frigorífico com o objetivo de obter-se um sistema totalmente estanque. Em sistemas que trabalham com pressões positivas, os testes têm por finalidade evitar prejuízos decorrentes da perda de refrigerante e do mau funcionamento ou falhas decorrentes da diminuição do fluxo de refrigerante. Em sistemas que trabalham com pressões negativas (vácuo), os testes de vazamentos evitam prejuízos, mau funcionamento ou falhas decorrentes da infiltração de ar no equipamento.

a) Sistemas que trabalham com pressão positiva

Se o sistema estiver pressurizado com o próprio refrigerante, o vazamento pode ser detectado com o uso de:

- Espuma de sabão - deve-se fazer uma espuma densa contendo água com sabão, detergente ou creme de barbear, envolver soldas, juntas, conexões, visores, válvulas e outros pontos suspeitos de vazamentos. O vazamento é verificado através da formação de bolhas de ar.
- Lamparina a álcool - na busca de vazamentos com lamparina a álcool (álcool metílico de preferência), deve-se passar a chama nos pontos suspeitos. Onde houver vazamentos, a chama se torna verde azulado. O vazamento deve ser confirmado com espuma de sabão.
- Detector eletrônico - existem vários tipos de detectores eletrônicos, porém todos funcionam de modo similar. Os detectores dispõem de um sensor que ao entrar em contato com refrigerantes halogenados, cria uma corrente, que aciona um miliamperímetro, uma lâmpada de sinalização ou, ainda, um alarme sonoro. A resposta (corrente, o brilho da lâmpada, ruído de buzina) é proporcional ao tamanho do vazamento. É um método excelente, que permite localizar pequenos vazamentos. O uso e cuidados de manutenção devem ser feitos de acordo com as instruções de cada fabricante.

Nos testes em sistemas pressurizados somente com nitrogênio seco só pode ser usado o método de espuma de sabão.

b) Sistemas que trabalham sob vácuo (teste de estanqueidade)

- Este teste indica a existência de vazamentos, porém não indica o local em que ocorre. Caso confirmada a existência de vazamentos por este processo, a unidade deve ser pressurizada e os vazamentos devem ser localizados pelos métodos descritos no item anterior. O teste consiste em evacuar o sistema até uma pressão absoluta próxima de 1 mmHg (0,0013bar). Após a obtenção do vácuo, a bomba de vácuo é desconectada do sistema, que deve ser mantido sob vácuo por pelo menos 10 horas, após o que se faz nova medida do vácuo e verifica-se sua variação.

Não se deve aplicar o teste com espuma de sabão dentro de quadros elétricos ou sobre terminais de motores elétricos, pois o sabão contém soda cáustica e pode danificá-los. O teste com espuma de sabão é utilizado para confirmar vazamentos encontrados pelos outros métodos.

O teste com lamparina a álcool não deve ser aplicado em atmosferas explosivas.

3.5.2 Testes de umidade no circuito

Este teste consiste em verificar a existência de umidade no circuito frigorífico. A umidade, associada a refrigerantes halogenados, a óleo e a altas temperaturas, provoca os seguintes problemas no sistema:

- Congelamento na sede da válvula de expansão - impede a passagem de refrigerante para o evaporador, reduzindo a pressão neste e desligando o compressor pela ação do pressostato de baixa. Uma vez desligado o compressor, o gelo na válvula é derretido, a temperatura e a pressão próximas à válvula se elevam, o compressor volta a funcionar e o ciclo se repete. Com partidas e desligamentos freqüentes, o motor do compressor tende a queimar.
- Formação de ácido clorídrico e fluorídrico - esses ácidos atacam partes metálicas do sistema, visores de vidro e verniz de isolação, ocorrendo então deposição de cobre, o que provoca defeitos mecânicos e enfraquecimento da isolação do motor que resulta na sua queima.
- Decomposição do óleo lubrificante - o óleo decomposto forma uma lama espessa, que entope os canais de lubrificação e, eventualmente, trava peças móveis do compressor. O resultado disto é o engripamento ou queima do motor.
- Deposição de cobre - o cobre é removido dos tubos em pequenas partículas e, posteriormente, deposita-se em zonas de altas temperaturas, como virabrequins, válvulas de descarga e bombas de óleo. Este acréscimo de material nas partes móveis diminui as folgas, provocando falhas mecânicas.

A constatação da existência de umidade pode se dar feita pela verificação da cor do elemento higroscópico do visor de líquido. O elemento higroscópico do visor muda de cor à medida que absorve umidade. Quando for constatada umidade no sistema, deve-se substituir imediatamente o filtro secador de líquido.

Ao soldar visores de líquido, deve-se isolar o corpo do visor com um pano molhado, para evitar danos ao vidro e ao elemento higroscópico. O borbulhamento em visores de líquido não significa, necessariamente, falta de refrigerante no equipamento. Pode ser resultado de alguma obstrução na linha de líquido, baixo subresfriamento ou válvulas de expansão demasiadamente abertas.

3.5.3 Evacuação do sistema

A evacuação do sistema é um dos processos mais importantes em refrigeração. A fun-

ção da evacuação é remover o ar e a umidade antes de se efetuar a carga de refrigerante. O ar é constituído, basicamente, de 79% de nitrogênio, 20% de oxigênio e 1% de outros gases incluindo vapor de água. Um sistema que não tenha sido corretamente evacuado apresentará problemas de altas pressões, devido aos gases, não condensaveis, e problemas de ataques químicos a partes metálicas do sistema ao verniz dos motores e ao óleo, provocando sua decomposição.

Quanto mais profundo o vácuo obtido, melhor para o sistema de refrigeração. Normalmente, fabricantes de equipamentos de ar condicionado recomendam vácuo e inferior a 6,7 .10-4 bar para processo simples de evacuação.

Na realização do vácuo, podem ser utilizados dois métodos: o do vácuo profundo e o de dupla evacuação. O primeiro consiste em uma única evacuação profunda, sendo o mais utilizado para se obter um sistema livre de ar e umidade. É o método mais demorado e requer uma boa bomba de vácuo e um vacuômetro eletrônico para a leitura do vácuo. A evacuação termina quando o vácuo atinge valores iguais ou inferiores a $4{,}0.10^{-4}$ bar. O sistema deve, então, ser desconectado da bomba de vácuo e "repousar" por, pelo menos, 10 horas para que seja verificada a variação do vácuo. O segundo é semelhante ao descrito anteriormente, porém o vácuo é interrompido a $1{,}3.10^{-3}$ ou $2{,}6.10^{-3}$ bar. Ao ser atingido, este vácuo deve-se levar o sistema até a pressão atmosférica com nitrogênio seco ou com o próprio refrigerante, a fim de diluir os gases remanescentes do sistema e repetir o processo de evacuação até $1{,}3.10^{-3}$ ou $2{,}6.10^{-3}$ bar. Na prática, o resultado final é tão eficiente quanto o método de vácuo profundo.

Não se deve associar tempo de evacuação ao valor do vácuo. O tempo de evacuação de um equipamento depende de fatores como:

- tamanho do equipamento: quanto maior o equipamento, maior o tempo de evacuação para uma mesma bomba de vácuo;
- capacidade da bomba de vácuo: quanto maior a capacidade da bomba de vácuo, menor o tempo de evacuação para o mesmo sistema;
- vazamento nas conexões da bomba ao sistema: se as conexões da bomba ao sistema tiverem vazamentos, o tempo de evacuação será maior, pois a bomba estará succionando não apenas do sistema mas também ar do ambiente;
- dimensões das linhas que ligam a bomba ao sistema: as linhas devem ser mais curtas e de maior diâmetro possível;

- temperatura: quanto maior a temperatura do sistema, mais rápida a obtenção do vácuo. A aplicação de calor através de lâmpadas, resistências, etc. é um método útil para apressar a obtenção do vácuo; e
- quantidade de água em estado líquido no sistema: quanto maior a quantidade de água, maior o tempo de evacuação. A água em estado líquido apresenta ainda o inconveniente de contaminar o óleo da bomba, diminuindo consideravelmente sua capacidade, pois esta água se transforma em vapor, que faz parte dos gases comprimidos pela bomba. Neste caso, a bomba não estará bombeando apenas os gases do sistema.

Quando se faz vácuo em um sistema que contém água em estado líquido, pode-se usar um sifão frio, cujo esquema é apresentado na figura 3.72.

O sifão frio é montado entre o sistema e a bomba de vácuo. Consiste em dois recipientes, onde se coloca mistura de gelo seco e refrigerante R11 ou gelo comum e sal no menor recipiente. No espaço entre em os recipientes circulam os gases do sistema. O vapor de água se condensa ao entrar em contato com as paredes frias do recipiente menor. Portanto, o óleo da bomba não é contaminado. É de fácil confecção e pode ser fabricado no campo usando-se materiais comuns.

Não se devem usar manômetros de baixa comuns para medir vácuo e sempre que se fizer vácuo deve-se fazer o teste de estanqueidade.

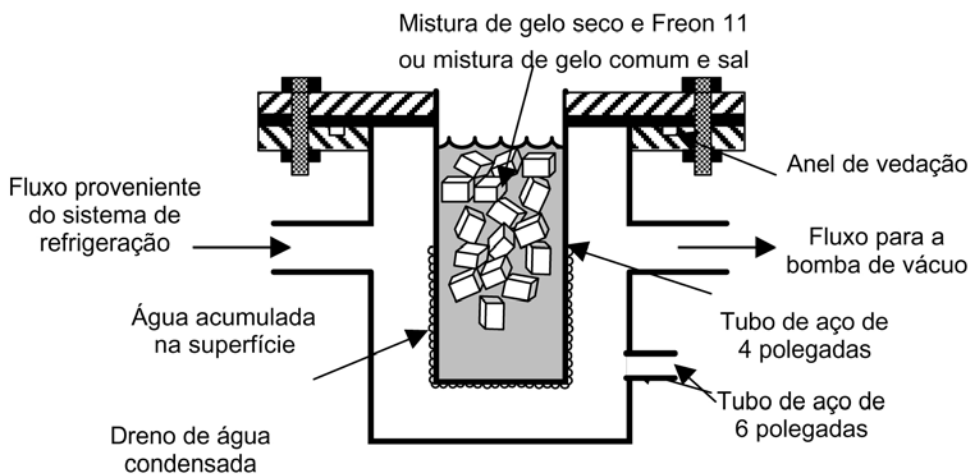



Figura 3.72: Esquema de um sifão frio.

3.5.4 Recolhimento do refrigerante (“Pump down”)

O recolhimento de refrigerante consiste em confinar o fluido refrigerante do sistema de refrigeração entre a válvula de descarga do compressor e o registro de líquido do condensador ou do tanque de líquido, quando existente, ou, ainda, entre a válvula de descarga do compressor e a válvula solenóide da linha de líquido.

O recolhimento de refrigerante se faz com duas finalidades, uma durante operação normal e outra para serviços.

Durante a operação normal, a finalidade do recolhimento é permitir que o compressor parta com pouca carga e sem risco de admitir líquido oriundo do evaporador no momento da partida. Neste caso o recolhimento é automático. Quando atingida a temperatura desejada no ambiente refrigerado, o termostato desenergiza a válvula solenóide, que fecha, e o compressor continua funcionando. O líquido é bloqueado pela válvula solenóide. Com isso, a pressão de sucção vai caindo até que o pressostato de baixa desliga o compressor. Quando a temperatura no ambiente refrigerado aumenta, o termostato liga o compressor, e o sistema volta a operar normalmente.

Para serviços como substituição de óleo, substituição de filtros e intervenções no compressor o recolhimento é feito de modo diferente do descrito anteriormente. Neste caso com o compressor desligado fecha manualmente o registro de líquido do condensador ou do tanque de líquido, se existir. Instala-se um manômetro de baixa na válvula de sucção e “jumpeia-se” o pressostato de baixa, pois a pressão de sucção durante o recolhimento será muito menor que a pressão de desarme do pressostato de baixa. Aciona-se o compressor e quando a pressão de baixa desejada for atingida desliga-se o compressor, retirando-se o “jump” do pressostato de baixa. Um minuto após o primeiro recolhimento, repete-se a operação. Após o desligamento do compressor, fecha-se a válvula de serviço de descarga do compressor. Esta repetição se torna necessária, devido à grande quantidade de refrigerante contida no óleo (para um circuito com R22, por exemplo). Qualquer parte do sistema não pressurizada pode então sofrer intervenções. Para retornar à operação, deve-se fazer vácuo nas partes do circuito não pressurizadas e abrir os registros de líquido e a válvula de serviço de descarga do compressor.

A concentração de refrigerante no óleo depende da pressão e da temperatura a que ele está submetido no cárter do compressor. Quanto mais baixa for a temperatura e maior a pressão, maior será a quantidade de refrigerante dissolvido no óleo.

Não é necessária a entrada de refrigerante líquido no cárter do compressor, pois o óleo absorve refrigerante mesmo no estado de vapor até que haja saturação da mistura. Os fabricantes de óleos para refrigeração possuem gráficos indicativos de solubilidade dos refrigerantes nos óleos sob as mais variadas condições.

A presença de refrigerante dissolvido no óleo pode ocasionar sérios danos ao compressor, particularmente naqueles que possuem sistema de lubrificação forçada. Os seguintes fenômenos explicam como esta danificação pode ocorrer:

- quando o óleo estiver diluído por conter alta porcentagem de refrigerante, haverá a vaporização do mesmo nos mancais, provocando a remoção do filme de óleo e a operação a seco do compressor; e
- a diminuição da pressão de sucção no momento da partida ocasionará a formação de espuma, devido à evaporação do refrigerante, podendo em casos extremos haver a fuga quase que total do óleo do cárter.

Esses fenômenos ocorrem mais pronunciadamente quanto mais rápida for a queda de pressão no cárter e quanto maior for a pressão do cárter na partida. Para que não ocorram esses fenômenos, duas medidas são recomendadas:

- Aumentar a temperatura do óleo no cárter em relação aos demais componentes do sistema, como o condensador e o evaporador, o que é conseguido com a colocação de uma resistência de aquecimento do óleo do cárter, controlada termostaticamente ou ligada quando o compressor é parado.
- Abaixar a pressão do cárter do compressor durante o período de parada do mesmo, a um valor ligeiramente inferior à pressão de sucção normal de trabalho, havendo, desta maneira, no momento de partida, pequeno acréscimo de pressão no cárter, ao invés de haver uma queda. Isso pode ser obtido por intermédio de uma válvula solenóide instalada na linha de líquido, antes do evaporador, comandada pelo termostato da instalação. O compressor será ligado e desligado pelo pressostato de baixa em função da pressão de sucção.

O método recomendado é a combinação dos dois, para que haja uma proteção efetiva do compressor.

O uso do recolhimento de gás evita a formação de espuma no óleo de lubrificação, evitando, conseqüentemente, golpes de líquido ou outros problemas de lubrificação no compressor. Com o recolhimento de gás, a partida do compressor é feita sem carga, não havendo necessidade, em muitos casos, de dispositivos para alívio de partida.

3.5.5 Problemas com o óleo

O óleo tem a função de lubrificar o compressor (no compressor parafuso, o óleo também tem a função de resfriar e vedar), garantindo seu funcionamento adequado. O fabricante do equipamento recomenda o óleo mais adequado para cada tipo de compressor, e essa recomendação deve ser sempre seguida. O tipo de óleo não deve ser trocado sem consulta prévia ao fabricante do compressor.

Os problemas com o óleo normalmente estão relacionados a:

- estabilidade do óleo;
- retorno do óleo; ou
- diluição do óleo no cárter.

O aperfeiçoamento do óleo e o estudo da interação entre o óleo e o fluido refrigerante têm trazido progressos na solução desses problemas. Os óleos para refrigeração são especialmente elaborados, passam por um alto grau de refinamento para remover impurezas e, em muitos casos, são tratados com aditivos para melhorar sua estabilidade.

Praticamente em todos os circuitos de refrigeração uma certa quantidade de óleo circula junto com o fluido refrigerante, deixando o compressor e entrando no condensador e tanque de líquido (caso exista). O óleo mistura-se então com o refrigerante líquido e é injetado no evaporador, onde pode ficar retido em pequena ou grande quantidade ou, ainda, retornar rapidamente ao compressor, tudo dependendo do projeto do evaporador e da disposição geométrica da tubulação.

Até que seja atingido o estado de equilíbrio, pode ocorrer diminuição no nível de óleo do cárter durante o início da operação. Neste caso, deve-se parar o compressor e colocar óleo até se obter o nível normal. Nas horas subseqüentes, deve-se manter o mesmo cuidado com o nível de óleo até que se atinja uma estabilização total do sistema. Posteriormente, deve-se verificar o nível de óleo pelo menos uma vez por semana.

Além da possibilidade de prejuízos decorrentes da falta de óleo no compressor, os seguintes fatores confirmam a importância de se manter a quantidade de óleo em circulação no sistema de refrigeração em um valor mínimo possível:

- o óleo pode formar uma película na superfície do evaporador, reduzindo o coeficiente de troca e calor; e

- o óleo dissolvido no fluido refrigerante no estado líquido provoca um retardamento na evaporação.

Esses dois fatores resultam em uma redução da pressão de evaporação e na conseqüente redução da capacidade do sistema.

Caso ocorram depósitos de óleo no evaporador e na linha de sucção, esse óleo pode ser arrastado em quantidades apreciáveis para o compressor, provocando golpes de líquido.

No projeto de uma instalação, deve-se prever que sejam obedecidos os seguintes requisitos:

- a quantidade de óleo enviada para o evaporador deve ser mínima; e
- o óleo enviado para o evaporador deve retornar rápida e continuamente para o compressor, em proporções tais que não o danifique.

A instalação de um separador de óleo na linha de descarga entre o compressor e o condensador, retém a maior parte do óleo em circulação e o envia para o cárter do compressor. A instalação de uma resistência de aquecimento do óleo do cárter reduz a miscibilidade do refrigerante no óleo durante a parada do compressor, evitando a formação de espuma no óleo durante a partida, bem como a condensação de vapor de refrigerante no cárter do compressor.

3.5.6 Dicas para correção de problemas

O Quadro 3.1 mostra alguns problemas que podem ocorrer em sistemas de refrigeração, com a indicação da causa provável, dos sintomas e da ação corretiva.

QUADRO 3.1 - PROBLEMAS QUE PODEM OCORRER EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

COMPRESSOR LIGANDO E DESLIGANDO REPETIDAMENTE		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Contato intermitente nos circuitos elétricos de controle.	Funcionamento normal, porém com partidas e paradas muito freqüentes.	Consertar ou substituir o controle defeituoso.

QUADRO 3.1 - CONTINUAÇÃO

COMPRESSOR LIGANDO E DESLIGANDO REPETIDAMENTE		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Diferencial do controle de baixa pressão com ajustagem muito estreita.	Funcionamento normal, porém com partidas e paradas muito freqüentes.	Ajustar adequadamente o diferencial do controle de baixa pressão.
Vazamento na válvula solenóide na tubulação de líquido.	Chiado na válvula de expansão quando fechada. Diferença de temperatura nos tubos dos dois lados da válvula.	Consertar ou trocar.
Evaporador sujo ou congelado.	Fluxo de ar reduzido: - filtros de ar sujos - correia do ventilador partida - tensão incorreta na correia	Limpar ou descongelar o evaporador; inspecionar os filtros e o ventilador.
Condensação defeituosa.	Pressão de descarga excessivamente alta.	Verificar se há falta d'água ou problemas de evaporação no condensador.
Sobrecarga de refrigerante ou gases não condensáveis.	Alta pressão de descarga.	Retirar o excesso de refrigerante ou purgar o gás não condensável.
Falta de refrigerante.	Funcionamento normal, porém com partidas e paradas muito freqüentes por comando de chave de baixa pressão.	Consertar vazamentos e recarregar.
Válvula reguladora da água inoperante ou entupida, ou água muito quente.	Pressão de descarga muito alta.	Consertar ou limpar a válvula da água.
Obstrução na canalização de água ou pressão da água muito baixa.	Pressão de descarga muito alta.	Determinar a causa e corrigir.
Filtro sujo na tubulação de líquido.	Pressão de sucção muito baixa e congelamento no filtro.	Limpar o filtro.
Motor defeituoso.	Motor parte, mas logo pára.	Reparar ou substituir o motor.
Condensador obstruído.	Compressor desliga por comando do controle de alta pressão.	Desobstruir os tubos do condensador.
Funcionamento defeituoso do condensador.	Compressor desliga por comando do controle de alta pressão a - falta de água; b - bicos de aspersão entupidos; c - bomba de água não funciona; d - superfície da serpentina suja; e - entrada ou saída de ar obstruída; f - ventilador inoperante.	Determinar a causa e corrigir a - colocar água; b - limpar os bico; c - consertar a bomba; d - limpar a serpentina; e - retirar a obstrução; f - reparar o ventilador.

COMPRESSOR FUNCIONANDO CONTINUAMENTE		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Carga excessiva.	Temperatura elevada na área refrigerada.	Verificar a infiltração excessiva de ar. Verificar se a isolação é adequada.
Termostato de controle ajustado para temperatura muito baixa.	Temperatura baixa na área refrigerada.	Reajustar ou reparar o termostato.
Contatos grudados no circuito de controle da chave de partida do motor.	Temperatura baixa na área refrigerada.	Consertar ou trocar o controle defeituoso.
Falta de refrigerante.	Bolhas no visor de líquido.	Consertar vazamentos e recarregar.
Carga excessiva de refrigerante.	Pressão de descarga muito alta.	Purgar ou retirar o excesso de refrigerante.
Vazamento nas válvulas do compressor.	Compressor ruidoso ou funcionando com pressão anormalmente alta na descarga ou anormalmente baixa na sucção.	Revisão geral do compressor.
Válvula solenóide de retenção presa na posição aberta ou ligada manualmente nessa posição.	Temperatura baixa na área refrigerada.	Consertar a válvula ou restabelecer o funcionamento automático.

PERDA DE ÓLEO NO COMPRESSOR		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Carga de óleo insuficiente.	Nível de óleo muito baixo.	Completar o nível com óleo adequado.
Filtros ou válvulas entupidas.	Nível de óleo baixa lentamente.	Consertar, limpar ou trocar o filtro ou a válvula.
Afrouxamento da válvula ou do bulbo remoto.	Sucção excessivamente fria.	Assegurar bom contato entre o bulbo remoto e a tubulação de sucção.
Retorno de líquido ao compressor.	Sucção excessivamente fria, funcionamento ruidoso do compressor.	Reajustar o controle de superaquecimento ou verificar o contato do bulbo remoto.
Ciclagem rápida do compressor.	Partidas e paradas muito freqüentes.	Descongelar evaporador, verificar o controle de pressão.
Vazamento de óleo no cárter.	Óleo no chão ao redor do compressor, nível de óleo baixo.	Consertar vazamentos e completar com óleo adequado.

FUNCIONAMENTO RUIDOSO DO COMPRESSOR		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Acoplamento solto.	Parafusos frouxos na luva de acoplamento.	Apertar e verificar o alinhamento.
Falta de óleo.	Compressor desliga por comando do controle de pressão de óleo.	Completar o nível de óleo.
Retentor ressecado ou riscado.	Rangidos quando o compressor funciona.	Verificar nível de óleo.
Partes internas quebradas no compressor.	Compressor "bate".	Revisão geral do compressor.
Retorno de líquido.	Tubulação de sucção anormalmente fria; compressor "bate".	Verificar e ajustar o superaquecimento. A válvula pode ser muito grande ou o bulbo remoto pode estar frouxo na tubulação de sucção.
Válvula reguladora de água suja, pressão de água excessiva ou intermitente.	Válvula de água trepidando e dando batidas.	Limpar a válvula reguladora de água; instalar câmara de ar antes da válvula.
Válvula de expansão presa na posição aberta.	Tubulação de sucção anormalmente fria; compressor "bate".	Consertar ou trocar.
Compressor ou motor solto na base.	Compressor ou motor movimentando-se na base.	Apertar os parafusos de fixação à base.

FALTA DE CAPACIDADE DO SISTEMA		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Formação súbita de gás ("gás de flash") na tubulação de líquido.	Chiado na válvula de expansão.	Adicionar refrigerante.
Entupimento do filtro ou da válvula solenóide de retenção.	Mudança de temperatura na tubulação de líquido após o filtro ou válvula.	Limpar ou trocar.
Sujeira ou gelo no evaporador.	Redução do fluxo de ar.	Limpar ou descongelar o evaporador.
Válvula de expansão presa ou obstruída.	Ciclagem rápida ou funcionamento contínuo.	Consertar ou trocar a válvula de expansão.
Queda excessiva de pressão no evaporador.	Superaquecimento elevado.	Verificar o superaquecimento e reajustar a válvula de expansão temostática.
Ajuste inadequado do superaquecimento.	Ciclagem rápida ou funcionamento contínuo.	Ajustar a válvula de expansão; verificar o superaquecimento.
Válvula de expansão mal dimensionada.	Ciclagem rápida ou funcionamento contínuo.	Substituir por válvula de capacidade correta.

PRESSÃO DE DESCARGA MUITO ALTA		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Água do condensador muito quente ou em quantidade insuficiente.	Água excessivamente quente na saída do condensador.	Fornecer água em temperatura e quantidade adequada; ajustar a válvula reguladora de água.
Tubos dos condensadores sujos.	Água excessivamente fria na saída do condensador.	Limpar os tubos.
Funcionamento inadequado dos condensadores evaporativos.	Pequeno volume de ar ou água de aspersão.	Corrigir a vazão de ar e de água; limpar a superfície da serpentina.
Presença de gases não condensáveis no sistema.	Condensador excessivamente quente e pressão de descarga alta.	Fazer purga.
Carga excessiva de refrigerante.	Condensador excessivamente quente e pressão de descarga alta.	Retirar o excesso de refrigerante.

PRESSÃO DE DESCARGA MUITO BAIXA		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Água em excesso no condensador.	Água de saída do condensador excessivamente fria.	Ajustar a válvula reguladora de água.
Falta de refrigerante.	Bolhas no visor de líquido.	Consertar vazamentos e completar a carga.
Válvulas de descarga do compressor quebradas ou vazando.	Pressão de sucção sobe muito rapidamente após a parada por comando do controle de pressão.	Desmontar o cabeçote, inspecionar as válvulas e substituir as defeituosas.
Válvula de desvio (“bypass”) para alívio vazando.	Pressão de descarga baixa e de sucção alta.	Inspecionar as válvulas e substituir se necessário.

PRESSÃO DE SUCÇÃO MUITO ALTA		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Carga excessiva no evaporador.	Compressor funciona continuamente.	Infiltração excessiva de ar no ambiente refrigerado; mau isolamento.
Superalimentação da válvula de expansão.	Tubulação de sucção anormalmente fria, retorno de líquido ao compressor.	Ajustar superaquecimento da válvula de expansão; verificar contato do bulbo remoto na tubulação de sucção.
Válvula de expansão na posição aberta.	Tubulação de sucção anormalmente fria, retorno de líquido ao compressor.	Reparar ou substituir a válvula.
Válvula de expansão muito grande.	Tubulação de sucção anormalmente fria, retorno de líquido ao compressor.	Verificar o dimensionamento da válvula; trocar, se necessário.
Válvulas de sucção do compressor quebradas ou vazando.	Ruído excessivo do compressor.	Desmontar o cabeçote do compressor, inspecionar as válvulas e substituir as defeituosas.

PRESSÃO DE SUCÇÃO MUITO BAIXA		
CAUSA PROVÁVEL	SINTOMAS	AÇÃO CORRETIVA
Falta de refrigerante.	Bolhas no visor de líquido.	Eliminar vazamentos e completar a carga de refrigerante.
Carga reduzida no evaporador.	Ciclagem rápida do compressor.	Quantidade de refrigerante insuficiente.
Filtro da tubulação de líquido entupido.	Mudança de temperatura na tubulação após o filtro ou após a válvula solenóide.	Limpar o filtro.
Perda de força do conjunto de acionamento da válvula de expansão.	Passagem de refrigerante obstruída na válvula.	Trocar o conjunto de acionamento da válvula.
Válvula de expansão obstruída.	Perda de capacidade.	Consertar ou substituir a válvula.
Contatos do termostato de controle presos na posição fechada.	Área condicionada muito fria.	Consertar ou substituir o termostato.
Ajuste muito estreito da faixa de controle de capacidade do compressor.	Ciclagem rápida do compressor.	Regular a faixa de controle de capacidade do compressor.
Válvula de expansão muito pequena.	Falta de capacidade do sistema.	Verificar o dimensionamento da válvula e substituir, se necessário.
Queda de pressão excessiva no evaporador.	Superaquecimento elevado.	Verificar se há obstrução do equalizador externo.

4 Aplicações

A refrigeração encontra aplicações em diversos setores, como indústrias químicas, de alimentos, de processos, indústria manufatureira, laboratórios e construção civil.

Dependendo da faixa de temperatura de evaporação, os sistemas de refrigeração podem ser classificados como:

- Sistemas de baixa temperatura $-40ºC \leq T_{evap} \leq -18ºC$
- Sistemas de média temperatura $-18ºC \leq T_{evap} \leq 0ºC$
- Sistemas de alta temperatura $T_{evap} > 0ºC$

A seguir são descritas algumas de suas aplicações.

4.1 Armazenamento de alimentos resfriados e congelados

O tempo de conservação dos alimentos pode ser aumentado pelo armazenamento a baixas temperaturas. Alimentos como banana maçã, tomate, cebola, alface, repolho e batata não exigem congelamento para seu armazenamento. A maioria dos alimentos deve ser armazenada a temperaturas próximas de 0ºC. Algumas frutas podem ser armazenadas a temperaturas inferiores a de congelamento da água, sem apresentar a formação de gelo, devido à presença do açúcar ou outras substâncias que reduzem o ponto de congelamento.

O período de conservação dos alimentos pode ser aumentado ainda mais pelo do congelamento. As técnicas de congelamento rápido evitam a formação de microcristais de gelo no interior do produto. Os métodos mais difundidos de congelamento são: túneis de congelamento, com ar a alta velocidade (air-blast); congelamento por contato pela disposição dos alimentos entre placas refrigeradas; congelamento por imersão do alimento em salmouras a baixa temperatura; e congelamento criogênico, em que um fluido criogênico no estado líquido, como o bióxido de carbono ou nitrogênio, é aspergido no interior da câmara de congelamento.

As temperaturas de armazenamento de alimentos congelados variam na faixa de -23ºC a -18ºC. Produtos mais sensíveis a temperatura, com peixes, são congelados em temperaturas da ordem de -30ºC.

4.2 Processamento de alimentos

No processamento de alimentos, a refrigeração é utilizada para provocar mudança das características ou, mesmo, da estrutura química. O queijo, a cerveja e o vinho são exemplos de alimentos processados. O processo de cura do queijo exige, dependendo do tipo do produto, temperaturas entre 10ºC e 20ºC por períodos que variam de alguns dias até meses.

A fermentação da cerveja, no qual o açúcar é convertido em álcool e bióxido de carbono, é uma reação exotérmica em que a temperatura do produto deve ser mantida entre 7ºC e 13ºC, para evitar a redução, ou, mesmo, a interrupção da transformação do açúcar. A refrigeração também é utilizada no processo de maturação da cerveja, que deve ser mantida em ambiente refrigerado por um período de dois a três meses.

Na produção de vinho, após a fermentação, este é mantido em tonéis de aço inoxidável por um período que varia de seis meses a dois anos em temperaturas da ordem de 10ºC.

4.3 Condicionamento de ar na indústria

Diferente do condicionamento de ar para conforto, que visa ao conforto das pessoas, o condicionamento de ar na indústria tem por objetivo satisfazer as condições requeridas pelo processo. Outros aspectos que diferenciam o condicionamento de ar para conforto do condicionamento de ar na indústria são o nível de temperatura, o controle da umidade e o elevado índice de filtragem e remoção de contaminantes.

Em indústrias editoriais, é necessário um rígido controle da umidade para a fixação adequada das cores em impressão colorida. Em indústrias têxteis, fibras naturais e manufaturadas são higroscópicas, e o controle apropriado da umidade aumenta a resistência do fio e do tecido durante o processamento. Em muitos processos de fabricação de tecidos, valores altos de umidade relativa podem causar problemas no processo de fiação. Por outro lado, valores baixos de umidade relativa podem induzir a geração de eletricidade estática, que é prejudicial ao processo de produção.

Muitos produtos eletrônicos requerem salas limpas para a fabricação dos circuitos integrados que os compõem, pois sua qualidade é adversamente afetada pela quantidade de partículas no ar. O controle da umidade relativa é necessário para evitar a corrosão e a condensação, e para eliminar a eletricidade estática. O controle da temperatura mantém materiais e instrumentos em condições estáveis e também é requerido pelos operários que trabalham com vestimentas especiais. Uma sala limpa em uma indústria eletrônica, por exemplo, requer uma temperatura de 22,2 ± 1,1ºC, umidade relativa de 45 ± 5% e uma quantidade de partículas livres no ar, com diâmetro de 0,5μm ou maior, de no máximo 3531 partículas por metro cúbico. Em indústrias de precisão, é sempre necessário um controle preciso de temperatura durante a produção dos instrumentos de precisão, ferramentas e equipamentos, com variações de temperatura de ±0,5ºC.

4.4 Indústria de manufatura

No processo de usinagem e conformação de materiais e na fabricação de produtos metálicos ou de outros materiais, normalmente, é exigido o emprego da refrigeração. Em instalações de ar comprimido, a temperatura do ar, após a compressão, é reduzida ao nível da temperatura ambiente, podendo ocorrer a condensação do vapor d'água nele contido. Para evitar este problema, é comum resfriar o ar após a descarga do compressor para condensar e remover a água.

Em indústrias de manufatura, existem ainda compartimentos de testes que devem reproduzir condições extremas de temperatura e umidade sob as quais o produto deverá operar. Condições de baixa temperatura e umidade podem ser obtidas por meio da refrigeração.

4.5 Indústria da construção

Em construções que utilizam grandes volumes de concreto, ocorre, durante o processo de endurecimento deste, alta taxa de liberação de calor. Este calor deve ser removido para evitar temperaturas elevadas, que podem provocar tensões térmicas, com conseqüente formação de fissuras. Assim, faz-se o resfriamento prévio dos componentes do concreto, ou ainda, o resfriamento do próprio concreto por meio de dutos embutidos no seu interior.

4.6 Indústria química e de processo

Sistemas de refrigeração de grande porte normalmente estão presentes em indústrias químicas, petroquímicas, de refino de petróleo e farmacêutica. As operações em que a refrigeração é normalmente aplicada são: separação e condensação de gases; separação de um produto químico de uma mistura através da solidificação; controle de pressão no interior de vasos de armazenamento mediante a redução da temperatura; e remoção de calor em reações químicas.

5 Medidas de Eficiência Energética

Na análise de sistemas de refrigeração, em relação a sua utilização, condições de operação, conservação e manutenção, os seguintes pontos podem ser considerados:

- níveis de temperatura adotados para as câmaras frigoríficas, balcões e ilhas;
- tipo e nível de iluminação artificial adotado;
- exame da forma e condições de armazenagem de produtos nos espaços refrigerados;
- local de instalação do espaço refrigerado, isto é, instalação próximo a fontes de calor e ou em locais sujeitos a incidência de raios solares;
- vedação das portas e cortinas;
- existência de termostato;
- existência de forçador de ar;
- inexistência de controle manual (interruptor) ou automatizado (batente da porta) da iluminação interna;
- fechamento de ilhas e balcões;
- automação do forçador de ar.
- formação de gelo junto ao evaporador e nas tubulações;
- falta de forçador de ar;
- condensador próximo a fontes de calor;
- presença de impurezas (óleo e/ou poeira) nas aletas e tubos dos trocadores;
- falta de colarinho de proteção em torno da hélice do ventilador do condensador;
- descentralização da hélice em relação à superfície de troca de calor;
- condensador instalado em que dificulte a circulação de ar;

- conjunto motor/compressor não alinhado e/ou mal fixado à base;
- vazamento de óleo na ponta do eixo, juntas do cabeçote e conexões das tubulações de refrigerante;
- compressor ou central de refrigeração instalado em nível superior ao dos evaporadores; e
- falta de separador de óleo.

Para permitir o funcionamento eficiente do sistema, os itens abordados anteriormente devem ser verificados. Alguns itens acarretam consumo excessivo de energia, sendo possível a quantificação deste consumo. Para a sua quantificação, são utilizados dados de entrada obtidos em campo e constantes, alguns dos dados necessários são: tipo de isolamento da câmara e sua espessura; dimensões da câmara; exposição ou não da câmara à incidência direta de raios solares; e indicação se a superfície da mesma é de cor clara, escura ou média.

5.1 Avaliações quantitativas

5.1.1 Perda devido ao nível inadequado de temperatura (Pt)

Quando for verificada uma condição de temperatura abaixo da temperatura recomendada para uma determinada aplicação, a perda de energia é calculada em função da quantidade de calor Q retirada em excesso:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot \Delta T \ \ [kcal/h] \quad (5.1)$$

em que: $\dot{V}$ é a vazão do forçador;

ρ_{ar} 1,293 é a massa específica do ar nas CNTP (0ºC e 1 atm];

C_{par} 0,24 [kcal/kgºC] é o calor específico do ar; e

ΔT diferença entre a temperatura recomendada e a temperatura medida.

Esta perda Q é uma porcentagem da capacidade de geração C_G [kcal/h]. Sendo C_m, o consumo de energia elétrica do motor do compressor em [kwh/mês], tem-se que a perda é dada por:

$$P_t = \frac{Q}{C_G} \cdot C_m \ [kWh/mês] \tag{5.2}$$

Com relação ao consumo de energia elétrica mensal do compressor (C_m), quando o sistema for composto de dois ou mais compressores em paralelo, o valor de C_m que aparece na equação 5.2, deve ser igual à soma do consumo de energia de todos os compressores que alimentam o espaço refrigerado em consideração.

5.1.2 Perda devido ao tipo inadequado de iluminação (P_{il})

Se o tipo de lâmpada utilizada na iluminação da câmara for incandescente, pode-se obter uma economia com a sua substituição por lâmpadas mais eficientes, como as lâmpadas fluorescentes, que operam melhor em temperaturas a partir de +5ºC. No caso de câmara com temperatura inferior a +5ºC, a substituição das lâmpadas incandescentes por lâmpadas fluorescentes fica comprometida, devido a dificuldades de partida destas lâmpadas a baixas temperaturas. Neste caso, não é feita nenhuma quantificação das perdas por iluminação.

Considerando o nível de iluminação indicado tecnicamente, que é de aproximadamente 10W por metro quadrado de superfície da câmara, e o regime de funcionamento da câmara em horas/dia e dias/mês, a perda por iluminação inadequada é determinada pela diferença entre o consumo atual e o consumo das lâmpadas fluorescentes. A quantificação é dada por:

$$P_{il} = \frac{[(N_{inc}P_{inc}) - (10.S_C)]}{1000} . h_{dia} . D_{mês} \ [kWh/mês] \tag{5.3}$$

em que N_{inc}, P_{inc} indicam respectivamente, o número de lâmpadas incandescentes e a potência de cada lâmpada;

S_C é a área da câmara em m^2;

h_{dia} é o número de horas estimada de funcionamento da iluminação; e

$D_{mês}$ é o número de dias de utilização da câmara por mês.

O número de lâmpadas incandescentes, bem como sua potência, quando não disponível, deve ser estimado pelo valor recomendado acima, isto é, 10 W/m^2.

5.1.3 Perda devido a inexistência de termostato ou pressostato (P_{it})

Os equipamentos de geração de frio são dimensionados para operar em média de 16 a 18 horas para cada ciclo de 24 horas. Na falta de acessórios de controle (termostato ou pressostato), o funcionamento será contínuo, o que provoca desperdício de energia. Adotando-se uma ociosidade média de 6 horas/dia, o que implica um período de funcionamento de 18 horas/dia, a perda devido à falta deste tipo de controle pode ser determinada por:

$$P_{it} = \frac{6}{24} C_m = 0{,}25 \cdot C_m \text{ [kWh/mês]} \tag{5.4}$$

em que: C_m é o consumo médio [kWh/mês] do(s) motor(es) do(s) equipamento(s) de geração de frio.

5.1.4 Perda devido a incidência direta de raios solares e isolamento deficiente (P_{irr})

Para câmaras frigoríficas, a perda pode ser estimada em função das dimensões da câmara, da diferença entre a temperatura externa e a interna, do material e espessura do isolamento e do número de horas de funcionamento diário.

Deve-se estimar a quantidade de calor que é introduzida na câmara nas condições atuais, por metro quadrado de parede ou teto da câmara. Para tal, considera-se como efetiva apenas a camada de isolante, desprezando, a favor da segurança, as demais resistências térmicas (paredes, reboco, etc.).

$$\frac{Q}{S} = \frac{k_i}{l_i} \cdot \Delta t \tag{5.5}$$

em que: k_i é o coeficiente de transferência de calor do material;

l_i é a espessura do isolante; e

Δt é a diferença de temperatura entre o ar externo acrescido do valor constante da Tabela 0.4 e o interno, sendo ainda de acordo com a cor e orientação da parede.

A valor calculado pela equação 5.5 deve ser comparado com um valor empregado comumente em projeto de câmaras frigoríficas, que é de 10 kcal/m^2.h. Se o valor calculado for superior a 10, calcula-se então o calor excedente por:

$$Q_{irr} = \left(\frac{Q}{S} - 10\right) \cdot S \tag{5.6}$$

em que: S é a área da parede em consideração.

Esta perda Q_{inn} é uma porcentagem da capacidade de geração C_G [kcal/h]. Sendo o consumo de energia elétrica do motor do compressor, tem-se que a perda é dada por:

$$P_{irr} = \frac{Q_{irr}}{C_G} C_m \text{ [kWh/mês]} \tag{5.7}$$

Com relação ao coeficiente de transferência de calor do isolamento, podem ser utilizados alguns dos materiais típicos apresentados na Tabela 3.11. Caso o isolante utilizado não esteja na tabela, deve-se fornecer o valor de ki, o qual pode ser obtido em catálogo de fabricante.

5.1.5 Perda por vedação precária das portas e cortinas (P_{ved})

Pode ser obtida aproximadamente, em função da área estimada A_{EST} dos vãos e aberturas, pela seguinte expressão:

$$Q_{ved} = 150.A_{est} \text{ [kcal/h]} \tag{5.8}$$

em que: A_{est} é dada em metros quadrados [m^2].

Como Q_{ved} é uma porcentagem da capacidade de geração C_G [kcal/h], e C_m [kWh/mês] o consumo de energia elétrica do motor do compressor, tem-se que a perda por vedação precária é dada por:

$$P_{ved} = \frac{Q_{ved}}{C_G} C_m \text{ [kWh/mês]} \tag{5.9}$$

5.2 Avaliações qualitativas

Alguns problemas levantados em campo podem ser avaliados, mas não quantificados, no que se refere ao consumo de energia. No entanto, é importante que sejam resolvidos, já que sua eliminação resulta em redução de perdas e aumento de eficiência do sistema. A seguir, são apresentados alguns desses problemas

- Exame da forma de armazenagem de produtos nos espaços refrigerados.

  A armazenagem inadequada de produtos nos espaços refrigerados prejudica a circulação de ar frio no ambiente, acarretando aumento no consumo de energia elétrica.

- Instalação do espaço refrigerado próximo a fontes de calor.

  A instalação do espaço a ser refrigerado próximo a fontes de calor eleva a carga térmica e o consumo de energia elétrica.

- Existência de forçador de ar.

  O forçador de ar é o responsável pela circulação do frio no meio ambiente refrigerado. Sua ausência gera formação de gelo no evaporador, diminuição da eficiência das trocas térmicas e aumento do consumo de energia elétrica.

- Inexistência de controle da iluminação interna.

  A iluminação interna deve ser desligada com o fechamento da porta do ambiente refrigerado. A instalação de um interruptor no batente da porta contribui para a redução do consumo de energia elétrica.

- Fechamento de ilhas e balcões.

As aberturas das ilhas e balcões devem ser fechadas no final da jornada de trabalho, para que não haja perda de frio para o ambiente. Pode-se ainda desligar o equipamento, quando as características do produto e/ou operacionais permitirem, ao final do expediente.

- Formação de gelo no evaporador e nas tubulações de refrigerante.

  A formação ou acúmulo de gelo no evaporador e nas tubulações pode ser causada pela falta de isolamento das tubulações, desregulagem da válvula termostática ou ausência de forçador de ar no evaporador. A formação de gelo no evaporador dificulta a troca de calor, ocasionando redução de eficiência e aumento no consumo de energia.

- Automação do forçador de ar.

  O forçador de ar deve permanecer desligado enquanto a porta do ambiente refrigerado permanecer, aberta para evitar a fuga de ar refrigerado e a entrada de ar quente. A automação do funcionamento do forçador de ar, por meio da instalação de um interruptor liga/desliga na porta, desliga o motor do forçador de ar dos evaporadores, economizando energia elétrica e térmica.

- Condensador próximo a fontes de calor.

  A instalação do condensador próximo a fontes de calor aumenta a temperatura de condensação, reduz a eficiência do sistema e eleva o consumo de energia elétrica.

- Presença de impurezas (óleo e poeira) nas aletas e tubos do condensador.

  A presença de impurezas, como óleo ou poeira, na área responsável pela troca térmica (aleta e tubos) reduz a eficiência do condensador elevando o consumo de energia elétrica. É recomendável a limpeza periódica.

- Falta de colarinho de proteção em torno da hélice do condensador.

  O colarinho é responsável pelo correto direcionamento do ar através do condensador, elevando sua eficiência térmica e, conseqüentemente, diminuindo o consumo de energia elétrica.

- Descentralização da hélice em relação à área responsável pela troca térmica.

  O direcionamento incorreto do ar devido ao posicionamento da hélice descentralizada em relação à área responsável pela troca térmica diminui a eficiência do sistema.

- Condensador instalado em local obstruído, dificultando a circulação de ar.

  A instalação do condensador em local obstruído dificulta a circulação de ar através da

área responsável pela troca térmica, fato que contribuí para a elevação do consumo de energia elétrica.

- Conjunto motor/compressor não alinhado ou mal fixado à base.

  O alinhamento incorreto ou a má fixação do conjunto motor/compressor à base pode provocar danos ao equipamento, reduzindo a eficiência da transmissão e elevando o consumo de energia elétrica.

- Vazamento de óleo na gaxeta, cabeçote do compressor ou conexões.

  O vazamento de óleo na gaxeta do eixo, na junta do cabeçote do compressor ou, ainda, nas conexões pode carregar fluido refrigerante, reduzindo a vida útil e eficiência térmica do compressor e elevando o consumo de energia.

- Compressor ou central de refrigeração não instalado em nível inferior ao dos evaporadores.

  A instalação do compressor ou central de refrigeração em nível superior ao dos evaporadores dificulta o retorno do óleo lubrificante ao cárter, além de provocar o acúmulo desse óleo no evaporador e tubulação, reduzindo a vida útil do compressor e diminuindo a eficiência do sistema.

- Falta de separador de óleo.

  A falta do separador de óleo na saída do compressor permite a passagem do óleo do cárter para instalação, compromete a eficiência do sistema de refrigeração, devido ao acúmulo desse óleo nas superfícies dos trocadores de calor, além de danificar o compressor, devido à falta de óleo.

5.3 Recomendações gerais

- O isolamento é o fator mais importante no consumo energético de uma instalação de conservação pelo frio, tanto pela sua influência em relação à entrada de calor no ambiente refrigerado como pela dificuldade que existe em modificá-lo após construído ou colocado. A transferência de calor para dentro da câmara depende da forma e do tamanho das câmaras, que determinam a superfície exterior por metro cúbico interior. Teoricamente, as perdas mínimas são obtidas para formas cúbicas.

- Quanto maior a altura da câmara, maior a relação entre o volume interno e a superfície isolada. Esta altura está limitada pela possibilidade de empilhamento, que, para paletes normais, é de 8 metros. O mesmo é válido para a área da planta da câmara. Quanto

maior essa área, maior a relação entre o volume interno e a superfície isolada. Uma vez estabelecida a superfície a isolar, os fluxos de calor dependem da natureza e da espessura do isolante

- A utilização de carretilhas elevadoras pode requerer portas maiores na câmara, o que implica maior entrada de ar durante a abertura dessas portas. Em câmaras de baixa temperatura, torna-se necessária a utilização de portas adicionais de tiras ou flexíveis (vai e vem), que reduzem a entrada de ar em torno de 70%. A utilização de portas automáticas reduz ainda mais a entrada de ar. Com a entrada de ar na câmara, juntamente com o calor é introduzida a umidade, que provoca a formação de gelo nos evaporadores, aumentando o consumo de energia, pela redução da transmissão de calor e pela necessidade de degelo freqüente.
- É importante acondicionar as antecâmaras existentes na entrada das câmaras de conservação. A entrada de calor e umidade com o ar exterior depende das condições no ambiente externo à porta. Ao acondicionar a antecâmara, a entrada de calor se reduz a metade e a entrada de umidade se reduz a um terço em câmaras a -30ºC.
- Em câmaras de conservação a baixa temperatura, além das portas normais, devem ser instaladas portas flexíveis.
- Deve-se considerar a possibilidade de aplicação de compressores parafuso para ajustar melhor a capacidade do sistema a cargas parciais. Os compressores parafuso permitem uma variação de capacidade entre 10 e 100% de sua potência nominal.
- Empregar sistemas de compressão em estágios com resfriamento intermediário com separadores de líquido.
- Considerar o aumento da capacidade dos condensadores
- Permitir que a pressão de condensação seja tão baixa quanto possível. Deve-se observar que em instalações dotadas de válvulas de expansão termostática evita-se reduzir a pressão abaixo de determinado limite por razões práticas de funcionamento da válvula.
- Empregar motores elétricos com controle de velocidade.
- Dar preferência a instalações de equipamentos centralizados. Existe uma vantagem geral a favor dos equipamentos centralizados, principalmente em sistemas que em determinadas épocas do ano apresentam reduções na quantidade de produtos a refrigerar. Equipamentos centralizados podem trabalhar a cargas parciais com rendimentos superiores quando comparados aos equipamentos não centralizados.
- Por razões semelhantes, unidades que trabalham com vários condensadores ou evaporadores apresentam funcionamento mais econômico que unidades monoblocos.

- Na utilização de congelamento por ar, deve-se dar atenção especial ao consumo dos ventiladores. Em geral, o consumo de energia, ainda que grande, não incide em grande proporção no custo total do congelamento.
- Considerar a possibilidade de utilizar os horários noturnos para a geração de frio (congelamento de produtos, armazenamento de frio em forma de gelo, salmoura). A utilização de energia elétrica fora do horário de ponta, além de estar favorecida por tarifas menores, contribui para a redução da potência instalada das centrais geradoras.
- No caso de câmaras com diferentes temperaturas, instalar circuitos independentes para cada uma delas.
- Empregar motores elétricos ajustados ao consumo. Os motores superdimensionados trabalham com baixo rendimento.
- Considerar a elevação da temperatura de evaporação a valores compatíveis com a qualidade dos produtos ou processos de refrigeração.
- Em sistemas que funcionam em função de temporada, como armazenagem de frutas, deve-se dispor de um número de compressores com capacidade de suprir a carga de verão e que permitam o funcionamento econômico no inverno. Em geral, devem ser instalados três compressores, mas no inverno funcionar com apenas um.
- Verificar o isolamento das tubulações equipamentos e câmaras, valorizando a importância da barreira de vapor como possível fonte de perdas.
- As bombas centrífugas devem estar ajustadas às necessidades reais de pressão.
- Em sistemas de bombeamento, devem-se manter os filtros limpos.
- Devem-se manter limpos os filtros das linhas de refrigerante líquido.
- Caso se disponha de uma central geradora de vapor a alta pressão, deve-se estudar a possibilidade de utilizar turbinas a vapor para o acionamento dos equipamentos do sistema de refrigeração.
- Reparar os vazamentos de água ou salmoura
- Empregar um tratamento de água adequado para evitar incrustações e sujeira nos condensadores.
- No tratamento de água, não se devem utilizar mais produtos químicos que o necessário.
- Verificar e ajustar periodicamente a purga contínua das torres de resfriamento para evitar a perda de água e produtos químicos.

- Estabelecer um programa de manutenção preventiva.
- Verificar, ajustar e balancear as instalações.
- Verificar freqüentemente a calibragem dos dispositivos de controle.
- Automatizar as instalações de controle manual.
- Manter os dispositivos de controle de temperatura longe do alcance de pessoas não autorizadas.
- Em câmaras de conservação, comprovar se os relógios programadores funcionam corretamente e manter os ventiladores parados durante o degelo.
- Em evaporadores com degelo elétrico, instalar um termostato de controle de desconexão das resistências.
- Empregar a água de condensação para o pré-aquecimento da água utilizada em processos de aquecimento a baixas temperaturas.
- Utilizar a água quente da saída do condensador como fonte de calor para outra instalação que funciona como bomba de calor.

5.4 Exemplo de cálculo

Sejam consideradas as duas câmaras frigoríficas apresentadas na Figura 5.1. Considerando os dados colhidos em campo, listados abaixo, determine as perdas, sabendo-se que:

- temperatura externa média local no verão T_{ext} = 35ºC;
- temp. internas medidas para as câmaras 1 e 2: câmara 1 = -1,0ºC e câmara 2 = - 5ºC;
- temperatura recomendada em função dos produtos nas câmaras: t_r = - 1ºC;
- dimensões das câmaras conforme Figura 5.1.;
- paredes de cor verde (cor média);
- capacidade: C_G = 158 000 kcal/h (um compressor servindo as duas câmaras);
- consumo de energia elétrica do motor do compressor: C_m = 44 200 kWh/mês (o consumo de energia elétrica C_m é calculado como $C_m = P_m.h_{dia}.D_{mês}$, em que P_m é a potência

elétrica do motor do compressor, h_{dia} é o número de horas por dia de funcionamento do equipamento $D_{mês}$ é o número de dias por mês de funcionamento do equipamento);

- vazão dos forçadores de ar nas câmaras: V_{f1} - 1 500 m³/h e V_{f2} - 1 200 m³/h;
- iluminação das câmaras 1 e 2: 20 lâmpadas incandescentes de 150 [W] para cada câmara;
- horas de funcionamento da iluminação por dia: 2 h por dia.;
- dias de funcionamento por mês: 22 dias;
- As câmaras não possuem termostato
- Características do material de isolamento das câmaras: espessura de 100 mm (0,10 m), coeficiente de condutividade térmica: k = 0,035kcal/mhºC, valor de k é função do tipo de isolamento (ver Tabela 3.11); e
- Área estimada dos vãos e aberturas nas câmaras: $A_{est} = 0{,}04m^2$.

Solução:

I. Perda devido ao nível inadequado de temperatura (P_e)

A câmara 1 está a uma temperatura interna de -5,0ºC quando deveria estar a -1,0ºC. Então, o calor retirado em excesso pode ser determinado por:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot \Delta T = 1200.1{,}293.0{,}24.\left[-1-(-5)\right] \quad \Rightarrow \quad Q = 1489{,}54 \left[kcal/h\right]$$

A perda é dada por:

$$P_t = \frac{Q}{C_G} \cdot C_m = \frac{1489{,}54}{158000} 44\,200 \quad \Rightarrow \quad P_t = 416{,}69\left[kwh/mês\right]$$

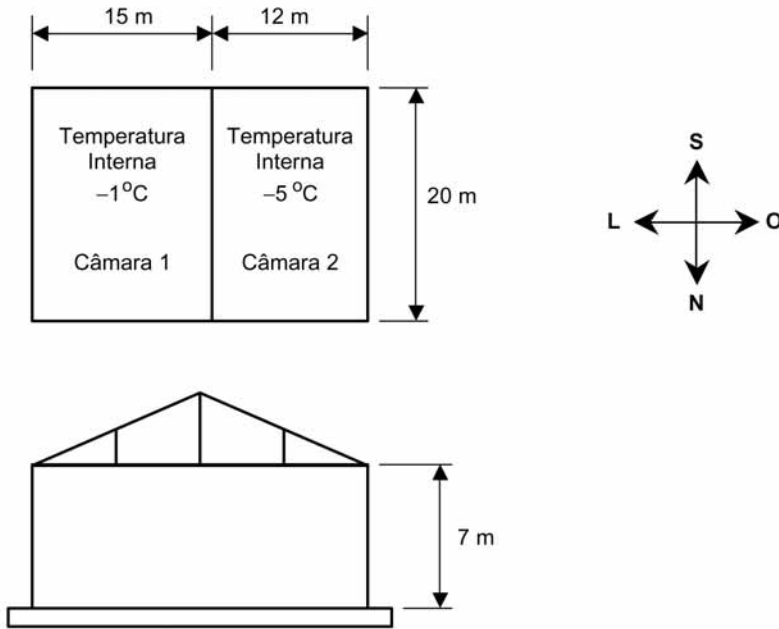



Figura 5.1 - Câmaras frigoríficas

II. Perda devido ao tipo inadequado de iluminação (P_{il})

Câmara 1 (Área S_1 = 15.20 = 300m²)

$$P_{il} = \frac{[(N_{inc}P_{inc}) - (10.S_1)]}{1000}.h_{dia}.D_{mês} = \frac{[(20.150) - 10.300]}{1000}.2.22 \quad \Rightarrow \quad P_{il} = 0$$

Câmara 2 (Área S_2 = 12.20 = 240m²)

$$P_{il} = \frac{[(N_{inc}P_{inc}) - (10.S_2)]}{1000}.h_{dia}.D_{mês} = \frac{[(20.150) - 10.240]}{1000}.2.22 \quad \Rightarrow \quad P_{il} = 26,4[kWh/mês]$$

III. Perda devido a inexistência de termostato (P_{it})

A perda devido a inexistência de termostato é calculada como

$$P_{it} = \frac{6}{24} C_m = 0{,}25 \cdot C_m = 0{,}25.44200 \quad \Rightarrow \quad P_{it} = 11050 \left[kWh / mês \right]$$

IV. Perda devido a incidência direta de raios solares e isolamento deficiente (P_{irr})

CÂMARA 1

PAREDE	LI [m]	S m^2	CORREÇÃO [ºC]	DT+CORREÇÃO [ºC]	KI [kcal/h.m ºC]	$\dot{Q}$/A [kcal/h.m^2]
Norte	0,10	105,0	2,5	38,5	0,025	9,62
Sul	0,10	105,0	-	36,0	0,025	9,00
Leste	0,10	140,0	4,0	40,0	0,025	10,00
Oeste	0,10	140,0	-	36,0	0,025	9,00
Forro	0,10	300,0	9,0	45,0	0,025	11,25
Piso	0,10	300,0	-	36,0	0,025	9,00

Observando a tabela anterior, verifica-se que para o forro o valor de Q/A igual a 11,25 é maior que o valor de Q/S de referência, que é de 10 kcal/m^2h. Então, o calor excedente é calculado como:

$$\dot{Q}_{irr} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} - 10 \right) A = (11{,}25 - 10) \ x \ 300 = 375 \ kcal/h$$

A perda devido ao calor excedente no teto na câmara 1é determinada por:

CÂMARA 2 (CONSIDERANDO QUE SERÁ FEITA A REGULAGEM DA TEMPERATURA)

PAREDE	LI [m]	S m^2	CORREÇÃO [ºC]	DT+CORREÇÃO [ºC]	KI [kcal/h.m (C]	$\dot{Q}/A$ [kcal/h.m^2]
Norte	0,10	84,0	2,5	38,5	0,025	9,62
Sul	0,10	84,0	-	36,0	0,025	9,00
Leste	0,10	140,0	-	36,0	0,025	9,00
Oeste	0,10	140,0	4,0	40,0	0,025	10,00
Forro	0,10	240,0	9,0	45,0	0,025	11,25
Piso	0,10	240,0	-	36,0	0,025	9,00

Observando a tabela anterior, verifica-se que para o forro o valor de Q/A igual a 11,25 é maior que o valor de Q/A de referência, que é de 10 kcal/m²h. Então, o calor excedente é calculado como:

$$\dot{Q}_{irr} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} - 10\right) A = (11{,}25 - 10)\ x\ 240 = 300\ kcal/h$$

A perda devido ao calor excedente no teto na câmara 1é determinada por:

$$P_{irr} = \frac{\dot{Q}_{irr}}{C_G} C_m = \frac{300}{158000} 44200 \qquad \Rightarrow \qquad P_{irr} = 83{,}9\ kWh/mes$$

V. Perda por vedação precária das portas e cortinas (P_{ved})

$$Q_{ved} = 150.A_{est} = 150.0{,}04 \qquad \Rightarrow \qquad Q_{ved} = 6{,}0[kcal/h]$$

$$P_{ved} = \frac{Q_{ved}}{C_G} C_m = \frac{6{,}0}{158000} 44200 \qquad \Rightarrow \qquad P_{ved} = 1{,}7[kWh/mês]$$

Bibliografia

ALMEIDA, M. S. V, Notas de aula, Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI.

Apostila de Refrigeração da FUPAI , Itajubá MG.

ASHRAE, 1996 ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment, ASHRAE Inc., Atlanta, GA.

COSTA, E. C. , 1982, Refrigeração, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo.

DOSSAT, R., J., 1980, Princípios de Refrigeração, Editora Hemus, São Paulo.

PIZZETTI, C., 1970, Acondicionamiento del Aire y Refrigeracion, Costanilla de Los Angeles, Editoral Interciencia, 15, Madrid-13.

Revista ABRAVA, abril-agosto 1980.

Revista ABRAVA, Março 1982.

Revista ABRAVA, Set/out 1990.

Revista OFICINA DO FRIO - Jul-Ago 1996.

Revista OFICINA DO FRIO - Nov de 1997 (vol. 34).

Revista Tecnologia da Refrigeração, n.,24, Agosto de 2002.

STOECKER, W. F., e JONES, J. W., 1985, Refrigeração e Ar Condicionado, Editora Mcgraw-Hill do Brasil.

STOECKER, W. F., JABARDO, J., M., 2002, Refrigeração Industrial, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo.

YAMANE, E. e SAITO, H., 1986, Tecnologia do Condicionamento de Ar, Editora Edgard Blucher Ltda.

7 Links Úteis

www.eletrobras.com/procel

www.portalabrava.com.br

www.inee.org.br

www.abresco.com.br

www.inmetro.gov.br

www.iifiir.org/

www.energymanagertraining.com

www.eren.doe.gov/

www.iea.org/

www.mycom.com.br

www.mecalor.com.br

www.yorkbrasil.com.br

www.trane.com.br

www.springer.com.br

A Anexo

A Gestão energética

A implantação de um programa de Gestão Energética deve ser a primeira iniciativa ou ação visando à redução de custos com energia em uma empresa. Sua importância se deve ao fato de que ações isoladas, por melhores resultados que apresentem, tendem a perder o seu efeito ao longo do tempo.

A Gestão Energética visa otimizar a utilização de energia elétrica por meio de orientações, ações e controles sobre os recursos humanos, materiais e econômicos, reduzindo os índices globais e específicos da quantidade de energia elétrica necessária à obtenção do mesmo resultado ou produto.

Na maioria das empresas, a preocupação com a gestão de energia elétrica, geralmente, é de caráter pontual e eventual, não tendo continuidade, sendo delegada a escalões inferiores da organização. Não quer dizer que a gestão da energia elétrica seja negligenciada. Na verdade, muito esforço nesse sentido já foi realizado e muitos resultados relevantes foram colhidos. Entretanto, existe a consciência de que, cada vez mais, o tema "Gestão Energética" passará a merecer atenção e empenho da direção das empresas.

Atualmente, estamos assistindo a importantes transformações em nosso País e no mundo com respeito à preocupação com a preservação do meio ambiente. É importante que as empresas procurem se antecipar às mudanças que ocorrerão quanto às exigências de um novo mercado consumidor que dará preferência e reconhecerá produtos de empresas que possuam o compromisso com a preservação do meio ambiente e com a conservação dos recursos naturais.

A Gestão Energética é uma das alternativas para a empresa ser reconhecida pelo mercado como uma comprometida com esses valores. Inclusive, para reivindicar a ISO 14000 é exigida a implantação de um programa de conservação de energia. Para demonstrar a importância que esse Programa passa a ter na política administrativa interna, ele deve ser lançado como um marco na existência da empresa, e isso deverá ocorrer por meio de um documento ou evento formal e da participação efetiva da direção da mesma.

A.1 Aspectos administrativos

É possível afirmar que a Gestão Energética, sendo delegada a níveis mais baixos ou com pouca participação nas decisões da empresa, acarreta duas conseqüências negativas: a imagem de que o assunto é de pouca importância; e, no caso em que as providências envolvam decisão superior, a demora na tomada de decisões que concretizem as soluções encontradas.

A implantação da Gestão Energética exige iniciativa, criatividade e, acima de tudo, necessita do respaldo da direção, pois diversas ações demandam recursos, decisões e mudanças de hábitos. Para contornar os problemas de implantação, a direção deve mostrar claramente que o programa está inserido na política administrativa e de planejamento estratégico da empresa. Sua elaboração deve ser resultado do esforço e da participação de todos empregados dos diversos setores da empresa.

A direção deverá estabelecer objetivos claros e apoiar a implantação da Gestão Energética, enfatizando a sua necessidade e importância, aprovando e estabelecendo metas a serem atingidas ano a ano, efetuando um acompanhamento rigoroso, confrontando os resultados obtidos com as metas previstas, analisando os desvios e propondo medidas corretivas em caso de distorções, além de providenciar revisões periódicas e oportunas nas previsões estabelecidas.

Tal posicionamento acarretará o aumento de produtividade de que as empresas tanto necessitam e buscam.

A.2 Gerenciamento da energia

O gerenciamento energético de qualquer instalação requer o pleno conhecimento dos sistemas energéticos existentes, dos hábitos de utilização da instalação e da experiência dos usuários e técnicos da edificação.

O primeiro passo consiste em conhecer como a energia elétrica é consumida na sua instalação e acompanhar o custo e o consumo de energia elétrica por produto/serviço produzido, mantendo um registro cuidadoso. Os dados mensais e históricos são de grande importância para a execução do diagnóstico, podendo ser extraídos da conta de energia elétrica.

Esses dados poderão fornecer informações preciosas sobre a contratação correta da energia e seu uso adequado, bem como analisar seu desempenho, subsidiando tomadas de decisões visando à redução dos custos operacionais.

A.2.1 Conceitos

Antes de aprofundar-se na gestão da energia, é necessário conhecer os conceitos empregados pelas empresas de energia. São eles:

- Energia Ativa - É a energia capaz de produzir trabalho. A unidade de medida usada é o quilowatt-hora (kWh).
- Energia Reativa - É a energia solicitada por alguns equipamentos elétricos, necessária à manutenção dos fluxos magnéticos e que não produz trabalho. A unidade de medida usada é o quilovar-hora (kvarh).
- Potência - É a quantidade de energia solicitada na unidade de tempo. A unidade usada é o watt (W) e seus múltiplos: quilowatt (kW - 1.000 W); megawatt (MW - 1.000.000 W).
- Demanda - É a potência média, medida por aparelho integrador, durante qualquer intervalo de tempo: minuto, hora, mês e ano.
- Demanda contratada - Demanda a ser obrigatória e continuamente colocada à disposição do cliente, por parte da concessionária, no ponto de entrega, a preço e pelo período de vigência fixado em contrato.
- Carga instalada - Soma da potência de todos os aparelhos instalados nas dependências da unidade consumidora que, em qualquer momento, podem utilizar energia elétrica da concessionária.
- Fator de carga (FC) - Relação entre a demanda média e a demanda máxima ocorrida no período de tempo definido.
- Fator de potência (FP) - Obtido da relação entre energia ativa e reativa horária, a partir das leituras dos respectivos aparelhos de medição. FP = energia ativa (kW) / energia aparente (kVA).
- Tarifa de demanda - Valor em reais do kW de demanda, em um determinado segmento horo-sazonal.

- Tarifa de consumo - Valor, em reais, do kWh ou MWh de energia utilizada em um determinado segmento horo-sazonal.

- Tarifa de ultrapassagem - Tarifa a ser aplicada ao valor de demanda registrada que superar o valor da demanda contratada, respeitada a tolerância.

- Horário de ponta (HP ou P) - Período definido pela concessionária e composto por três horas consecutivas, compreendidas entre 17:00 e 22:00, exceção feita aos sábados e domingos, terça-feira de Carnaval, sexta-feira da Paixão, Corpus Christi, Dia de Finados e os demais feriados definidos por lei federal (011º de janeiro, 21 de abril, 1º de maio, 7 de setembro, 12 de outubro, 15 de novembro e 25 de dezembro). Nesse horário, a energia elétrica é mais cara.

- Horário fora de ponta (HFP ou F) - São as horas complementares às três horas consecutivas que compõem o horário de ponta, acrescidas da totalidade das horas dos sábados e domingos e dos 11(onze) feriados indicados acima. Nesse horário, a energia elétrica é mais barata.

- Período seco (S) - É o período de 7 (sete) meses consecutivos, compreendendo os fornecimentos abrangidos pelas leituras de maio a novembro de cada ano.

- Período úmido (U) - É o período de 5 (cinco) meses consecutivos, compreendendo os fornecimentos abrangidos pelas leituras de dezembro de um ano a abril do ano seguinte.

- Segmentos horários e sazonais - Identificados também como "Segmentos horo-sazonais", são formados pela composição dos períodos úmido e seco com os horários de ponta e fora de ponta e determinados conforme abaixo:

    (PS) - Horário de ponta em período seco

    (PU) - Horário de ponta em período úmido

    (FS) - Horário fora de ponta em período seco

    (FU) - Horário fora de ponta em período úmido

Esses períodos foram criados visando compatibilizar a demanda com a oferta de energia. Isto é, por meio da sinalização tarifária (preços mais elevados e mais baixos nos períodos seco e úmido, respectivamente) mostra-se o custo da energia, conforme a lei de oferta e procura.

- THS - Tarifação Horo-Sazonal - tarifas baseadas no horário e período de consumo.

A.2.2 Como a energia elétrica é medida

Todos os equipamentos elétricos possuem uma potência, que pode estar identificada em watts (W), em horse power (hp) ou em cavalo vapor (cv). Caso a potência esteja identificada em hp ou cv, basta transformar em watts, usando as seguintes conversões: 1 cv = 735 W e 1 hp = 746 watts

O consumo de energia elétrica é igual à potência em watts (W) vezes o tempo em horas (h), expressa em watthora (Wh). Portanto, depende das potências (em watts) dos equipamentos e do tempo de funcionamento (em horas) desses.

Nas contas de energia elétrica, as grandezas envolvidas são elevadas (milhares de Wh). Padronizou-se o uso do kWh, que representa 1.000 Wh.

Um kWh representa a energia gasta num banho de 15 minutos (0,25 h) usando um chuveiro de 4.000 W ou o consumo de um motor de 20 hp (15 kW) por 4 minutos (0,067 h).

A.2.3 O preço da energia elétrica

Preços da baixa tensão - BT

Na baixa tensão (BT), o preço médio da energia é igual às próprias tarifas acrescidas do Imposto Sobre Circulação de Mercadorias (ICMS), pois só é cobrado o consumo. Os clientes atendidos na BT estão sujeitos às tarifas do Grupo B. Nele, existem subgrupos, de acordo com as classes (Ex.: Residencial, subgrupo B1; Rural, B2; Comercial e Industrial, B3).

Observa-se que, apesar de o produto (energia) ser o mesmo, na BT o preço da energia varia por tipo de classe (residencial, industrial / comercial e rural).

Preços da média tensão - MT

Na média tensão (MT), a tarifa aplicada não é monômia, como na Baixa Tensão (BT), e sim binômia; ou seja, é cobrada além do consumo (kWh) registrado, a demanda (kW) contratada ou a medida (a que for maior) acrescida do ICMS.

Os clientes atendidos na alta tensão (AT) e na média tensão (MT) estão sujeitos às tarifas do Grupo A. Nele, os subgrupos não dependem das classes, e sim do nível de tensão (subgrupo A1 - 230 kV ou mais, A2 - 88 kV a 138 kV, A3 - 69 kV, A4 - 2,3 kV a 25 kV e o AS - subterrâneo).

No caso do atendimento em MT, o preço médio da energia elétrica não será igual às tarifas. Ele irá variar conforme o fator de carga.

São oferecida nesse tipo de atendimento duas modalidades tarifárias: a convencional e a horo-sazonal. Na convencional, as tarifas independem dos horários ponta e fora de ponta e dos períodos seco e úmido.

Na modalidade horo-sazonal, existem dois tipos, azul e verde, cujas tarifas de demanda são diferenciadas, conforme os horários no caso da Azul; e as de consumo são diferenciadas, conforme os horários e períodos.

Tarifas de ultrapassagem:

Tarifa aplicável sobre a diferença entre a demanda medida e a contratada quando a demanda medida exceder em 10% a demanda contratada, no caso do subgrupo A4 e AS; e 5%, nas demais subclasses.

Saliente-se que a demanda de ultrapassagem será toda parcela de demanda medida que superar a contratada, e não apenas o que exceder a tolerância.

A.2.4 Estrutura tarifária

As regras para o enquadramento tarifário estão apresentadas na tabela A.1. As orientações para escolha da melhor opção tarifária serão detalhadas no final deste capítulo.

TABELA A.1 - REGRAS PARA ENQUADRAMENTO TARIFÁRIO

TIPO DE TARIFA	VALORES A SEREM FATURADOS		
	CONSUMO (kWh)	DEMANDA (kW)	ULTRAPASSAGEM DA DEMANDA
CONVENCIONAL Aplicada como opção para consumidores com demanda menor que 300kW. A demanda contratada mínima é de 30kW. Ver observação 1	Total registrado x Preço único	Maior valor entre: - a medida ou - a contratada x Preço único Exceção Ver observação 2	Aplicável quando a demanda medida superar a contratada em 10%.
VERDE Aplicada como opção para consumidores da MT . Ver observação 3	Total registrado no HFP x Preços HFP para períodos seco e úmido. + Total Registrado no HP x Preços HP para períodos seco e úmido.	Maior valor entre: - a medida ou - a contratada x Preço único Exceção Ver observação 2	Aplicável quando a demanda medida superar a contratada em 10%.
AZUL Aplicada de forma compulsória para clientes com demanda maior ou igual a 300 kW e opcional para aqueles com demanda entre 30 a 299 kW. Ver observação 3	Total registrado no HFP x Preços HFP para períodos seco e úmido. + Total Registrado no HP x Preços HP para períodos seco e úmido	Maior valor entre: - a medida ou - a contratada x Preços diferenciados para HFP e HP Exceção Ver observação 2	Aplicável quando a demanda medida superar a contratada em 10%, na MT e 5%, na AT, nos respectivos horários.

Observações:

1 - Caso uma unidade consumidora enquadrada na THS apresente 9 (nove) registros de demanda medida menor que 300 kW nos últimos 11 (onze) ciclos de faturamento, poderá optar por retornar para a Convencional.

2 - Quando a unidade consumidora for classificada como rural ou reconhecida como sazonal, a demanda a ser faturada será:

Tarifa convencional - a demanda medida no ciclo de faturamento ou 10% da maior demanda medida em qualquer dos 11 (onze) ciclos completos de faturamento anteriores;

Tarifa horo-sazonal - a demanda medida no ciclo de faturamento ou 10% da demanda contratada. A cada 12 (doze) meses, a partir da data da assinatura do contrato de fornecimento, deverá ser verificada, por segmento horário, demanda medida não inferior à contratada em pelo menos 3 (três) ciclos completos de faturamento. Caso contrário, a concessionária poderá cobrar, complementarmente, na fatura referente ao 12º (décimo segundo) ciclo, as diferenças positivas entre as 3 (três) maiores demandas contratadas e as respectivas demandas medidas.

3 - Se nos últimos 11 meses de faturamento o consumidor apresentar três registros consecutivos ou seis alternados de demandas medidas maiores ou iguais a 300 kW, o cliente será enquadrado compulsoriamente na tarifa horo-sazonal azul, mas poderá fazer opção pela verde.

A.2.5 Fator de carga

O fator de carga, em linhas gerais, constitui-se em um indicador que informa se a empresa utiliza racionalmente a energia elétrica que consome.

O fator de carga é um índice cujo valor varia entre 0 e 1. Aponta a relação entre o consumo de energia elétrica e a demanda de potência máxima, em um determinado espaço de tempo.

Esse tempo pode ser convencionado em 730 horas por mês, que representa o número de horas médio em um mês genérico do ano [(365 dias/12 meses) x 24 horas]. Na prática, o número de horas dependerá do intervalo de leitura.

Pode ser expresso pela seguinte equação:

$$FC_{médio} = \frac{\text{Consumo Total (kWh)}}{\text{Demanda (kW) x 730 (h)}} \qquad (A.1)$$

No caso de consumidores enquadrados no sistema tarifário horo-sazonal, modalidade azul, o fator de carga é definido por segmento horo-sazonal (ponta e fora de ponta), conforme as seguintes expressões:

$$FC_{HP} = \frac{\text{Consumo no HP (kWh)}}{\text{Demanda do HP(kW) x nhp}} \qquad (A.2)$$

O número de horas de ponta (nhp) irá depender do número de dias úteis no período de medição. (nhp = Nº de dias úteis x 3)

$$FC_{HFP} = \frac{\text{Consumo no HFP (kWh)}}{\text{Demanda no HFP(kW) x nhfp}} \qquad (A.3)$$

O número de horas fora de ponta (nhfp) irá depender do período de medição e das horas de ponta. (nhfp = Nº de dias de medição x 24 - nhp)

A melhoria (aumento) do fator de carga, além de diminuir o preço médio pago pela energia elétrica consumida, conduz a um melhor aproveitamento da instalação elétrica, inclusive de motores e equipamentos, e a uma otimização dos investimentos nas instalações.

Algumas medidas para aumentar o fator de carga:

- programe o uso dos equipamentos;

- diminua, sempre que possível, os períodos ociosos de cada equipamento e opere-os de forma não simultânea;
- não acione simultaneamente motores que iniciem operação com carga; e
- verifique as condições técnicas de suas instalações e dê a seus equipamentos manutenção periódica.

Evite estes desperdícios de energia elétrica:

- equipamentos funcionando simultaneamente quando poderiam operar em horários distintos.
- equipamentos funcionando sem produzir em determinados períodos.
- falta de programação para a utilização de energia elétrica.
- curtos-circuitos e fugas de energia elétrica.

Analise seus equipamentos

Faça o levantamento de utilização e verifique como a produção pode ser otimizada. Depois disso, existem dois caminhos para elevar o fator de carga:

1. Manter o atual consumo de energia elétrica e reduzir a parcela correspondente à demanda. Isso se consegue diversificando o funcionamento das máquinas e realizando cronogramas de modulação.

2. Manter a demanda e aumentar o consumo de energia elétrica. Para tanto, deve-se aumentar a produção, sem o acréscimo de novos equipamentos, mas ampliando o período de operação.

Escolha um desses dois caminhos ou, se possível os dois, e eleve o fator de carga o que, conseqüentemente, reduzirá o preço médio pago pela energia elétrica.

A.2.6 Preço médio

Como mencionado, o preço médio no fornecimento de energia em alta e média tensão é diferente da tarifa. Apesar de todos os consumidores de uma mesma modalidade tarifária estarem sujeitos às mesmas tarifas, eles podem ter preços médios diferentes, devido ao fator de carga.

$$PM = \frac{\text{Fatura (R\$)}}{\text{Consumo Total (kWh)}} \quad (A.4)$$

$$FC = \frac{\text{Consumo Total (kWh)}}{\text{Demanda (kW) x Tempo (h)}} \quad (A.5)$$

$$\mathbf{PM} = \frac{\text{Fatura (R\$)}}{\text{Demanda (kW) x Tempo (h) x FC}} \quad (A.6)$$

Observa-se que o preço médio é inversamente proporcional ao fator de carga: quanto maior o FC, menor será o PM, e vice-versa.

Note-se que, na tarifa azul e na verde, no horário de ponta, a energia elétrica é mais cara e que na tarifa azul, conforme o FC, o preço varia na ponta e fora da ponta. Na tarifa convencional, para o mesmo fator de carga, o valor é o mesmo, independente do horário (ponta ou fora de ponta).

Na baixa tensão, para indústrias e comércio, o preço médio é igual à tarifa do subgrupo B3.

A.2.7 Conta de energia elétrica

A Nota Fiscal/Conta de Energia Elétrica é um importante documento para o gerenciamento energético. Por isso, é necessário conhecê-la e interpretá-la.

Identifique com a sua concessionária o significado de cada campo de sua conta de energia. Segue abaixo uma descrição de alguns dos campos da conta.

Leitura Anterior e Leitura Atual: Pelos dados desses itens, define-se o intervalo de leitura, isto é, o número de dias e o período. Deve ser desprezado o dia da leitura anterior e considerado o dia da leitura atual. Observe que, apesar de a conta ser de um mês, o período de consumo inclui ou refere-se ao mês anterior.

Consumo em kWh: Indica o total de energia elétrica (kWh) consumida nos HFP e HP, respectivamente. É o resultado das diferenças de leituras (atual - anterior) vezes a constante de faturamento, acrescida da perda de transformação.

Observação: Para identificar o consumo específico, basta dividir o consumo pelo número de dias trabalhados ou pela produção no período de faturamento. Tem-se o kWh/dia trabalhado ou kWh/ unidade de produção no HFP e HP.

Demanda em kW: Indica os valores de demanda registrados (kW) nos HFP e HP, respectivamente.

Demanda Contratada em kW: Indica valores de demanda (kW) contratados no HFP e HP, respectivamente.

Demanda de Ultrapassagem em kW: Indica os valores de demanda (kW) que ultrapassaram os limites preestabelecidos das demandas contratadas nos HFP e HP, respectivamente.

Energia Reativa - FER/kvaArh: Refere-se à energia elétrica reativa (UFER) no HFP e HP, respectivamente. Esse valor aparece quando o fator de potência horário for menor que 0,92.

Constante de Faturamento: É a constante de faturamento utilizada para o cálculo das demandas registradas, dos consumos registrados e das energias reativas, nos respectivos horários.

Fator de Potência: Indica o fator de potência. Esse valor não deve ser menor que 0,92. Caso isso ocorra, sua fatura será onerada com o pagamento de reativos excedentes.

Fator de Carga: Indica os fatores de carga nos HFP e HP, respectivamente.

Percentual de Perdas: Quando a medição é realizada na média tensão, esse valor é 0 (como neste exemplo). Caso seja realizada na baixa tensão, esse valor será 2,5, considerando que o transformador possui uma perda de transformação de 2,5% de todas as grandezas envolvidas.

Valores de Demanda Faturados: Indicam os valores de demanda (kW) que deverão ser faturados nos HFP e HP, respectivamente. Esses valores obedecem a regras que foram apresentadas no item Tarifas.

A.2.8 Consumo específico

A importância da identificação do consumo específico ou dos consumos específicos se prende ao fato de que este é um índice que facilita a apuração das economias e resultados.

O consumo específico é um índice que indica o total de energia consumida para o processamento completo de um determinado produto ou para a prestação de um serviço. É um dos parâmetros de maior importância em estudos que envolvem o uso racional de energia nas empresas.

A busca por um menor consumo específico, mediante a implementação de ações voltadas para o uso racional de energia, deve ser uma preocupação permanente.

Para explicar a necessidade da identificação do consumo específico, vamos usar a analogia com o consumo de combustível por um veículo. O proprietário de um veículo, quando deseja controlar o consumo de combustível do seu carro, não deve verificar qual o consumo total de litros por mês, mas sim quantos km/l (quilômetros por litro) o veículo está desenvolvendo.

Muitas variáveis influenciam o consumo: quantos km foram percorridos na estrada e dentro da cidade, se o ar condicionado foi ou não utilizado, quantos passageiros o carro transportou, etc. É importante que o proprietário esteja atento a todas essas variações.

De maneira análoga, deve ser feito o acompanhamento do consumo de energia elétrica (kWh).

Muitas variáveis influenciam o consumo de energia elétrica: o intervalo de leituras do medidor de energia elétrica pode variar, o clima, as férias, novos equipamentos que são ligados, paradas programadas ou não, variação de produção, etc.

Portanto, da mesma maneira que não faz sentido acompanhar o consumo de combustível de um veículo simplesmente pelos litros que ele consumiu, também não fará sentido acompanhar o consumo de energia elétrica (kWh) pelo consumo mensal registrado (informado em sua fatura).

Aproveitando a analogia com o consumo de combustível, o correto será identificar qual é o seu consumo de energia elétrica para o processamento completo de um determinado produto ou para a prestação de um serviço.

O consumo específico da maioria das unidades consumidoras do setor comercial /serviços é o consumo (kWh) dividido pelo número de dias realmente trabalhados no intervalo de leitura (kWh/dias trabalhados). Nesse caso, ele serve para demonstrar quanto de energia elétrica é realmente utilizado para proporcionar um dia de trabalho da instalação. Alguns segmentos deste setor (comercial) possuem outros tipos de consumo específicos, como, por exemplo: hotéis (kWh/diárias ou kWh/nº de hóspedes, este dependerá da taxa de ocupação), hospitais (kWh/ nº de leitos ocupados). No setor industrial, geralmente, será em relação ao que está sendo produzido.

Para exemplificar, uma indústria consumiu 10.000 kWh para produzir 8 toneladas de um produto A e 3 toneladas de um produto B. O importante é descobrir quanto de energia elétrica foi utilizado para produzir A e B. Vamos supor que, após realizado o rateio de energia elétrica, chegou-se a 70% da energia elétrica utilizada para produzir A. Então:

- o consumo específico de A é igual a 7.000 kWh/ 8t = 875 kWh/ t; e
- o consumo específico de B é igual a 3.000 kWh/ 3t = 1.000 kWh/ t.

Pelo exemplo anterior, conclui-se que uma empresa pode ter mais de um consumo específico.

Identificar o consumo específico vai depender do bom senso. O importante é descobrir o que realmente faz alterar o consumo de energia elétrica. Acompanhar simplesmente a variação do consumo (kWh) mensal não é o suficiente, pois, após implementar medidas de economia de energia elétrica, o consumo pode aumentar, devido a um aumento de produção.

Ao contrário do que possa parecer, a implantação da Gestão Energética não implica, necessariamente, redução de consumo de energia elétrica (kWh), e sim redução do consumo específico.

A.2.9 Custo específico

O outro índice que deverá ser identificado e gerenciado é o custo específico, que é o produto do preço médio da energia elétrica (R$/kWh) da sua empresa pelo consumo específico (kWh/unidade ou serviço produzido). Ou, simplesmente, o custo de energia por unidade ou serviço produzido.

Para consumidores atendidos em baixa tensão, a única maneira de reduzir o custo específico será atuando no consumo específico, pois, como já foi visto, o preço médio é a própria tarifa acrescida do ICMS.

Para consumidores atendidos em média tensão, existem duas possibilidades para reduzir o custo específico: atuar na redução do consumo específico, e atuar na redução do preço médio.

A redução do consumo específico será detalhada no próximo item. Para a redução do preço médio, existem três caminhos:

- contratar demandas próximas às atuais necessidades da instalação;
- modular a carga o máximo possível, para o horário fora de ponta;
- enquadrar-se na melhor modalidade tarifária possível (dependendo do fator de carga e do funcionamento da instalação, a opção por uma das três modalidades existentes poderá possibilitar um menor preço médio). A tarifa azul é a que possibilita o menor preço, mas é necessário um alto fator de carga (maior que 0,7) no horário de ponta.

A.2.10 Como reduzir o consumo específico de energia elétrica

Essa é a questão fundamental. A princípio, a sua resposta parece complexa, mas, na verdade, é muito simples. Considerando que a produção será determinada pela demanda de

mercado ou por estratégias empresariais, devemos atuar apenas no numerador dessa relação: o consumo de energia.

Como visto, o consumo de energia elétrica é igual a Potência x Tempo (Wh). Portanto, existem apenas duas opções. A primeira é diminuir a potência; segunda é diminuir o tempo de funcionamento.

Para diminuir a potência, devem-se usar equipamentos mais eficientes e elaborar estudo visando verificar a possibilidade da redução da simultaneidade da operação das diversas cargas que compõem a instalação (modulação). Para diminuir o tempo de funcionamento, deve-se atuar na mudança de hábitos/processos. Outra alternativa é utilizar-se do recurso da automação.

A.2.11 Como dimensionar a economia em kWh e em R$

Os resultados esperados de um Programa de Gestão Energética, basicamente, são verificados por meio de apenas duas constatações: a redução em kWh; e a redução em reais (R$).

A redução do consumo de energia elétrica em kWh é obtida pela diferença do consumo específico antes e após a implementação das medidas, multiplicada pela produção atual.

Deve-se atentar para o aumento de carga (kW). É natural que ocorra o acréscimo de cargas. Deve-se sempre tomar conhecimento e realizar o levantamento do consumo dessas novas cargas e calcular o aumento do consumo específico que elas provocam. Esse consumo específico estimado deve ser acrescido no consumo específico anterior às medidas. Caso isso não seja feito, os resultados poderão ser prejudicados.

Assim, ao realizar ações de eficiência energética, estabeleça as condições iniciais de referência: cargas e produção envolvidas, tempos de uso e outras condições que possam afetar o consumo específico como condições climáticas, operadores diferentes, qualidade do produto, etc.

A redução do consumo de energia elétrica em R$ é obtida pela da diferença do custo específico antes e após a implementação das medidas, multiplicada pela produção atual.

Ou, simplesmente, a economia total em kWh vezes o preço médio.

Observe que o preço médio pode ter seu valor reduzido, devido a ações de eficientização.

Da mesma forma que a entrada em operação de novas cargas pode prejudicar os resultados, o mesmo acontece quando os reajustes tarifários não são considerados. Então, sempre que ocorrer um reajuste tarifário, os preços médios anteriores à implementação das medidas deverão ser recalculados utilizando as tarifas reajustadas.

A.2.12 Orientações para realizar o rateio de energia elétrica

Para que o gerenciamento da energia elétrica possa ser feito de forma adequada, é necessário que se conheça o uso de energia da edificação de forma detalhada e setorial. Para isso, é necessário realizar o levantamento das cargas da instalação e seu regime de funcionamento. De posse desses dados, deve-se proceder ao rateio de energia elétrica na edificação. Um recurso para realizar o rateio é a criação de centros de custos.

Os centros de custos podem ser setores (administrativo, etapas do processo, oficinas, utilidades, etc.); usos finais, por exemplo: iluminação, refrigeração, etc; ou os dois, por exemplo, criar centros de custo que sejam etapas dos processos, sem considerar a carga da iluminação e climatização, e considerar essas como outros centros de custo.

O rateio tem por objetivo identificar o consumo de energia elétrica e demanda por esses centros; isto é, conhecer a contribuição de cada área na conta de energia. Ou, se preferirem, estabelecer contas de energia por centro de custo.

O rateio de energia elétrica visa identificar qual centro de custo (setor ou uso final) possui uma participação percentual maior no consumo e na demanda da instalação, possibilitando a priorização de onde atuar, de tal forma que as ações tragam melhores resultados, possam envolver todos os usuários dos centros e dêem origem a uma gestão mais efetiva e participativa.

Primeiro, faça um levantamento de todas cargas por centro de custo. Para facilitar a setorização ou a criação dos centros de custo, desenhe um fluxograma da produção ou

dos processos da empresa e identifique setores de produção (equipamentos ou operações em que o produto da empresa é processado), apoio (caldeiras, ar comprimido, refrigeração, ETA, ETE, oficinas, laboratórios, etc.) e administrativos (escritórios, recepção, cantinas, vestiários, posto bancário, etc).

Depois, para cada centro de custo, levante as cargas. Caso as cargas tenham o mesmo regime de funcionamento e potência, poderão ser agrupadas. Atenção no uso de unidades de potência diferentes (cv, hp, W).

Levante o horário de funcionamento das cargas, identifique o horário de ponta e calcule o número de horas de funcionamento das cargas no mês para o horário de fora de ponta e de ponta.

Calcule o consumo potencial de energia, multiplique a potência da carga pelo número de horas de funcionamento para o período de fora de ponta e de ponta, respectivamente, de cada carga, depois agregue as cargas e consumos por centro de custo.

Utilizando os dados obtidos e as tarifas de energia da concessionária ou dos custos médios (R$/kW e R$/kWh) verificados da fatura de energia, poder-se-á realizar o rateio da conta de energia por centro de custo.

Esse rateio permitirá acompanhar e gerar valores de referência, incluir dados de produção para verificar consumos e preços específicos, priorizar setores a serem trabalhados e estudar relocação de cargas ou de regime de funcionamento. Enfim, será um instrumento muito útil na gestão da energia da empresa.

A.2.13 Orientações para gerenciar a demanda

A análise da demanda tem por objetivo a sua adequação às reais necessidades da unidade consumidora. Devem ser analisadas as demandas de potência contratada, medidas (ou registradas) e as efetivamente faturadas.

A demanda é medida em intervalos de quinze em quinze minutos. O medidor integraliza as potências instantâneas, anotando a potência média de cada intervalo, e registra a potência média ocorrida em todos os intervalos durante o período de faturamento. A maior dessas potências registradas será a demanda medida, expressa em quilowatts (kW).

As concessionárias disponibilizam um relatório em que é possível verificar todos os registros de demanda em cada intervalo. Caso a indústria não possua um controlador de demanda, é interessante solicitar este serviço (memória de massa). Quando for solicitá-los, deve-se aproveitar para fazer controles das condições da planta, anotando a hora de entrada das diversas cargas e seu período de funcionamento, de forma a poder verificar no relatório qual for a demanda medida para a carga que entrou em operação. Exemplo: às 8 horas do dia x foi ligada apenas parte de iluminação; às 9 horas entrou em operação o sistema de ar-condicionado central. As medições dessas cargas poderão ser identificadas ou mensuradas com o relatório de memória de massa e confrontados com as demandas levantadas na metodologia do rateio.

Outra alternativa é adquirir um controlador de demanda. Esse equipamento, além de outras funções, controla as demandas solicitadas do sistema da concessionária, visando impedir a ultrapassagem da demanda contratada. Cargas predefinidas são retiradas, evitando que ocorra a ultrapassagem. Esses equipamentos podem ser adquiridos com um sistema de supervisão pelo qual é possível verificar on-line a entrada em operação de diversos centros de custos.

Na análise, devem ser considerados os faturamentos com a tarifa convencional, se aplicável, e horo-sazonal. O período de observação deve ser, em princípio, igual ou superior a 12 meses. Deve se adotar um período de 12 meses pelo fato de ser mais representativo e para evitar distorções decorrentes de sazonalidades.

Uma primeira ação consiste em levantar as cargas com funcionamento no HP e verificar a possibilidade de transferência para o HFP, visando tirar maior proveito da tarifa horo-sazonal. Procure desligar cargas no horário de ponta, que não comprometam o serviço ou a produção.

A.3 Controles dos índices

"O que não é medido, não é controlado". Na gestão energética, esse dito se aplica inteiramente. A verificação, a análise e o acompanhamento dos resultados. Constituem uma premissa básica nas atividades a serem desenvolvidas.

Visando facilitar o controle dos resultados, a evolução do consumo e custo específicos deve ser acompanhada mensalmente, se possível por centro de custos e por horário. Será

necessário acompanhar os dados de consumo, a demanda, a fatura, a produção e as tarifas. Calcule os consumos e os custos específicos.

Analise os motivos das variações. Ex.: maior número de feriados, adoção de medidas de economia, maior número de horas trabalhadas, produtos com características diferentes, mudança de processo, etc.

É importante gerar gráficos e tabelas que sejam divulgados para toda a empresa.

Estabeleça metas de redução do consumo específico de energia elétrica. Ex.: 90% do consumo específico do respectivo mês do ano anterior ou 90% da média dos consumos específicos do ano anterior. Estabeleça quais ações serão necessárias para atingir a meta.

Os controles podem ser realizados considerando-se os horários de ponta e de fora de ponta, os centros de custo, a compensação de sazonalidades, tais como os custos do período seco e úmido, e outras particularidades que houver no processo da empresa.

A.4 EXERCÍCIOS

1. Em média, quantos kWh sua empresa consome (total, fora da ponta e na ponta) por mês? E quantos MWh por ano?

2. Em qual subgrupo tarifário está sua empresa? Quais são as tarifas praticadas? Qual é o preço médio de energia (total, fora da ponta e na ponta)?

3. Qual é o fator de carga médio na ponta e fora de ponta?

4. Identifique a unidade de produção ou serviço de sua empresa para ser usada no cálculo e acompanhamento do consumo específico.

5. Calcule o custo específico de sua empresa. Se possível, separe-o nos preços de ponta e fora de ponta. Qual é a melhor modalidade tarifária para sua empresa? Baseado no preço final do produto ou serviço, qual é a participação da energia elétrica no custo de seu produto ou serviço?

6. Identifique em sua empresa duas medidas de redução de potência e duas de redução de tempo.

7. Desenhe um fluxograma da produção ou dos usos finais da empresa e identifique setores de produção, apoio e administrativos.

8. Identifique em sua empresa que setor e/ou que pessoa poderá informar os dados necessários para exercitar o controle. Estabeleça os procedimentos para sua obtenção de forma regular e no formato desejado. PRATIQUE

No CD que acompanha este Livro estão disponíveis as planilhas que auxiliarão no gerenciamento energético da empresa.

B Anexo

B Viabilidade econômica

O assunto viabilidade econômica é um tanto vasto. De modo geral, é tratado na bibliografia em termos de viabilidade econômica de um empreendimento, uma empresa, etc.

Neste Livro, tendo em vista o objetivo de tratar das ações capazes de obter uma melhor eficiência energética nos sistemas de refrigeração, o assunto está limitado a esse contexto. Interessa aqui fazer o estudo da viabilidade econômica de uma determinada modificação que possa ser traduzida em alguma economia de energia, ou até mesmo, economia de custo, na hipótese de transferência de consumo de horários de ponta para outras horas do ciclo diário.

Conceitos básicos de Matemática Financeira

Considerações iniciais sobre o dinheiro, que, de modo simplificado, é o objeto da Matemática Financeira.

Trata-se de uma variável para a qual devem ser consideradas duas dimensões: o valor e o tempo. Um determinado investimento de uma quantia, por exemplo, destinada à substituição de um motor elétrico por outro de melhor rendimento deve ser abordada sob esses dois aspectos: Qual é o valor do investimento? Em que época ele será feito? E, ainda: Quando se darão os benefícios dessa operação? Em que valores?

Daí decorrem praticamente todos os conceitos comparativos utilizados para avaliar a pertinência ou não de uma determinada ação para se obter um certo resultado quando esse processo envolve dinheiro.

Assim, a definição de capital, no âmbito da Matemática Financeira, pode ser dada por: “qualquer valor expresso em moeda e disponível em determinada época”.

Se este capital é utilizado para gerar riqueza, é justo que parte dessa riqueza seja "repartida" com o dono do capital. A isso dá-se o nome de Teoria da Produtividade do Capital. Esse conceito é a base do sistema capitalista no qual nossa sociedade se insere.

B.1 Juro

Pode ser entendido como a remuneração do capital aplicado, considerando que o possuidor desse capital poderia fazer outros usos dele, que lhe trariam outros benefícios. Então, o juro seria um dos tipos de benefícios que o capital poderia proporcionar ao seu "dono". A comparação entre esses benefícios é também um modo de analisar a viabilidade do uso deste capital, ou a viabilidade de um determinado investimento, na linguagem comum no âmbito da engenharia econômica.

B.1.1 Taxa de juro

É a "razão entre o valor recebido (ou pago) ao final de um determinado tempo e o capital inicialmente aplicado (ou emprestado)". Normalmente, é expressa em porcentagem e está sempre associada a uma unidade de tempo. Exemplo: a taxa de juros para o financiamento de um automóvel é de X% ao ano, e escreve-se X% a.a.

B.1.2 Juro simples

Refere-se ao modo de aplicação da taxa, em que esta incide somente sobre o capital inicial. Isto é, para se calcular o valor do juro, multiplica-se a taxa sempre pelo capital e pelo número de períodos conforme estiver pactuado entre as partes interessadas no negócio.

Sendo "M" o montante (ou valor futuro), "C" o capital, "n" o número de períodos considerado para os quais se cobrará a taxa de juros "i" e "J" o valor do juro, as expressões a seguir resumem o texto:

$$J = C \cdot i \cdot n \qquad \text{(B.1)}$$

$$M = C + J \quad ‡ \quad M = C + C \cdot i \cdot n \qquad \text{finalmente,}$$

Finalmente: $M = C \times (1 + i \cdot n)$ (B.2)

É comum representar o fluxo de caixa por meio de setas: para cima - entradas de dinheiro; e para baixo - saídas de dinheiro (Figura B.1)

B.1.3 Juro composto

Quando, de outro lado, é acertado entre as partes que o juro será cobrado somente ao final do prazo (igual à soma dos "n" períodos), a cada período o juro que deveria ser pago transforma-se em capital. E, assim, no próximo período o capital a se considerar para a aplicação da taxa não será mais o inicial, mas este, acrescido do juro relativo ao primeiro período, e assim por diante.

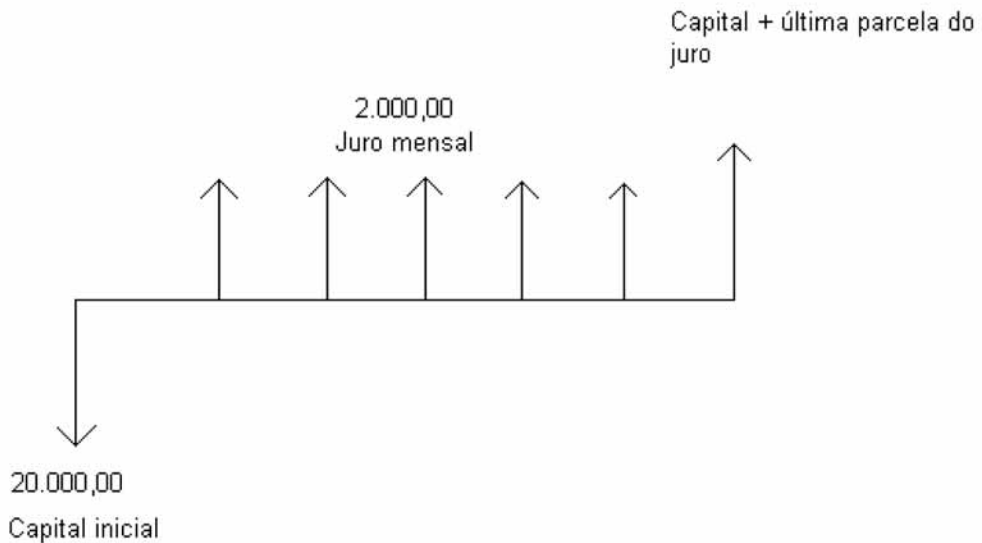



Figura B.1 - Exemplo de fluxo de caixa

A tabela B.1 ilustra os eventos:

TABELA B.1 - EXEMPLO DE CÁLCULO DO JURO COMPOSTO

DATA	CAPITAL	TAXA (%)	JURO	CAPITAL + JURO
0	R$ 20.000,00			
1	R$ 22.000,00	10	R$ 2.000,00	R$ 22.000,00
2	R$ 24.200,00	10	R$ 2.200,00	R$ 24.200,00
3	R$ 26.620,00	10	R$ 2.420,00	R$ 26.620,00
4	R$ 29.282,00	10	R$ 2.662,00	R$ 29.282,00
5	R$ 32.210,20	10	R$ 2.928,20	R$ 32.210,20
6		10	R$ 3.221,02	R$ 35.431,22

Assim, a fórmula básica do sistema de capitalização composta, adotando-se a mesma simbologia do exemplo anterior, pode ser escrita como:

$$M = C \times (1+i)^n \qquad \text{(B.3)}$$

Exemplo numérico:

Aplicando-se a fórmula aos dados do exemplo anterior, tem-se:

$$M = 20.000{,}00 \times (1+0{,}10)^6 = 20.000{,}00 \times 1{,}771561 = 35.431{,}22$$

Desse conceito decorrem dois outros chamados "Fator de acumulação de capital e fator de valor atual", que interessam neste capítulo, particularmente quando se estuda a viabilidade de um determinado investimento que produzirá resultados financeiros ao longo de um período, segundo um determinado fluxo de caixa.

Fator de acumulação de capital: $$FAC(i,n) = (1+i)^n \qquad \text{(B.4)}$$

Então, pode-se escrever que M = C . FAC (i,n)

Fator de valor atual: $$FVA(i,n) = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (B.5)$$

Pode-se também escrever que C = M . FVA (i,n)

Fica claro que FVA(i,n) . FAC (i,n) = 1

B.2 Séries uniformes

Uma seqüência de pagamentos (ou recebimentos) que ocorre em períodos sucessivos e em igual valor recebe o nome de "série uniforme". Na bibliografia a respeito, é normalmente representada por "R".

Por pagamentos ou recebimentos, podem-se entender também a parcela positiva do fluxo de caixa quando se considera um determinado capital aplicado que gera um determinado benefício. Se este for constante ao longo dos períodos, este fluxo formará também uma série uniforme.

Podem-se considerar dois tipos:

No primeiro, os pagamentos (ou recebimentos) se dão ao final do período, e são chamados "prestações vencidas". No segundo, os pagamentos se dão no início do período, e denominam-se "prestações antecipadas".

Os fluxos B.2 e B.3 ilustram o texto:

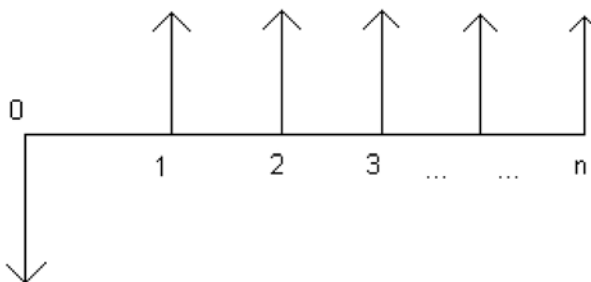



Figura B.2: Fluxo de prestações vencidas

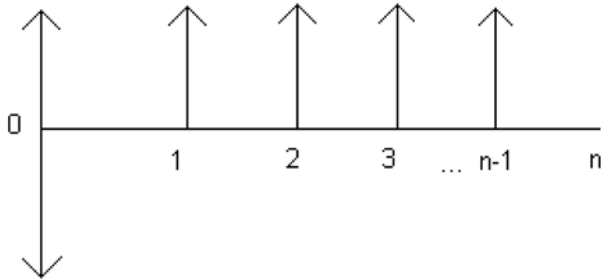



Figura B.3: Fluxo para prestações antecipadas

Relação entre capital e as séries uniformes

Considere-se o fluxo mostrado na Figura B.4, com prestações vencidas uniformes.

Para que elas (as prestações ou parcelas pagas em datas sucessivas) sejam capazes de igualar o capital empregado numa determinada data, basta calcular o valor presente de cada uma delas e somá-las.

O equacionamento está mostrado a seguir:

$$C = R \cdot FVA\,(i,1) + R\ FVA\,(i,2) + \ldots + R \cdot FVA\,(i,n)$$

Ou,

$$C = \frac{R}{(1+i)^1} + \frac{R}{(1+i)^2} + \ldots + \frac{R}{(1+i)^n} \qquad \text{(B.6)}$$

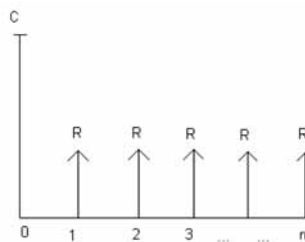



Figura B.4

Sendo a série uniforme, R é constante, e pode ser colocado em evidência. Daí,

$$C = R \times \Sigma \frac{1}{(1+i)^j}$$

Da álgebra elementar identifica-se o segundo fator como a soma dos termos de uma progressão geométrica, com o primeiro termo igual a 1/(1 + i) e a razão também igual a 1/(1 + i). Sendo esta soma conhecida, chega-se à expressão:

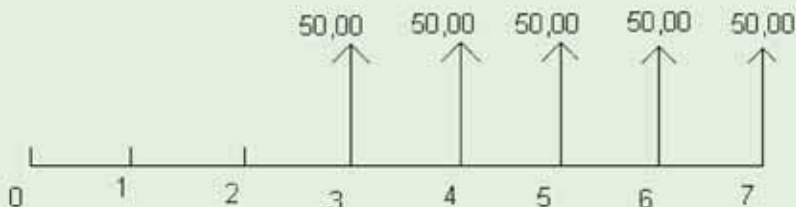
$$C = R \cdot \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} \right] \quad \text{(B.7)}$$

É com esta expressão que se calcula o valor presente de um fluxo de caixa para uma série uniforme.

Ao segundo fator desta expressão, $\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} \right]$ dá-se o nome de "Fator de valor atual" de uma série FVAS (i,n). É comum encontrar a expressão que calcula o valor presente de uma série uniforme como:

$$C = R \,.\, FVAS(i,n)$$

Exemplo numérico:

Calcule o valor presente do fluxo de caixa representado no diagrama a seguir, considerando a taxa de juro de 10% ao mês.

Na prática, isso pode significar calcular o valor presente de um determinado benefício (retorno) conseguido com um determinado investimento realizado "hoje", benefício este que começa a acontecer somente a partir do terceiro mês contado a partir da data do investimento:

Pode-se utilizar a expressão mostrada acima, considerando a subtração de duas séries uniformes, uma de sete meses e outra de dois meses.

$$VPL(1) = 50 \times [\frac{(1+0,1)^7 - 1}{0,1 \times (1+0,1)^7}] = 50 \times \frac{0,9487}{0,19487} = 243,42$$

$$VPL\ (2) = 50 \times [\frac{(1+0,1)^2 - 1}{0,1 \times (1+0,1)^2}] = 50 \times \frac{0,21}{0,121} = 86,78$$

Daí, $VPL = VPL\ (2) - VPL\ (1)$ ou $VPL = 243,42 - 86,78 = \mathbf{156,64}$

Pode-se também calcular o valor presente de cada período da série e somá-los, como mostrado na Tabela B.2. Este é o método mais usual, pois nem sempre as séries são uniformes nos problemas práticos.

TABELA B.2 - EXEMPLO DE CÁLCULO DO VPL DE UMA SÉRIE

PERÍODO	VALOR DA SÉRIE	VALOR PRESENTE $M = C/(1+i)^n$
1	0	0
2	0	0
3	50	37,57
4	50	34,15
5	50	31,04
6	50	28,22
7	50	25,66
Soma		156,64

É claro que devem-se utilizar planilhas para o cálculo do valor presente. O Excel tem nas suas fórmulas a expressão do valor presente, seja a série uniforme ou não. O mesmo exercício feito na planilha Excel está mostrado a seguir:

MÊS	SÉRIE
1	0
2	0
3	50
4	50
5	50
6	50
7	50
VPL	R$ 156,64

A fórmula inserida na última célula da direita está mostrada na Figura B.5:

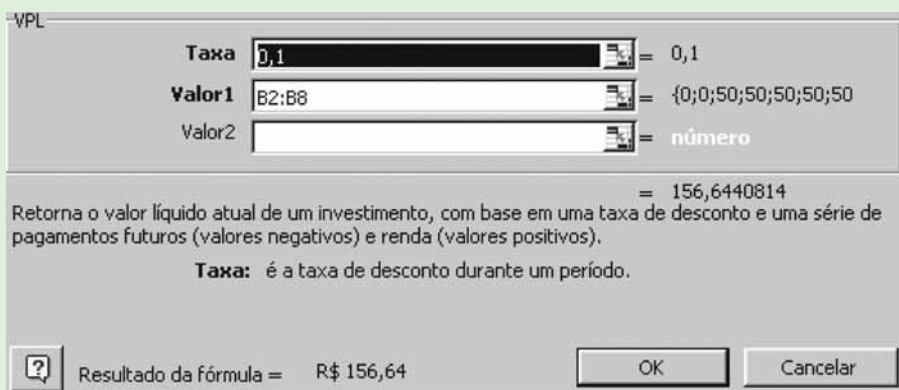



Figura B.5

Com o auxilio da expressão do juro composto, M = C x (1 + i)^n, associada à expressão que relaciona o capital com a prestação de uma série uniforme, chega-se às demais expressões mais usuais na Matemática Financeira, que normalmente aparecem nas calculadoras financeiras com as fórmulas já inseridas:

Fator de recuperação de capital:

$$R = C \times [\frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}] \quad \text{(B.8)}$$

Fator de acumulação de uma série

$$M = R \times [\frac{(1+i)^n - 1}{i}] \quad \text{(B.9)}$$

Fator de formação de capital:

$$R = M \times [\frac{i}{(1+i)^n - 1}] \quad \text{(B.10)}$$

Onde os símbolos significam o seguinte:

M	Montante ou valor futuro
R	Prestação
C	capital ou valor presente
I	taxa de juros
n	número de períodos no qual acontece o fluxo.

B.3 Tipos de taxas de juros

Taxa efetiva: tem essa denominação a taxa de juro utilizada no conceito de capitalização composta. É a taxa calculada por meio da fórmula básica do Sistema de Capitalização Composta definida anteriormente (B.3):

$$M = C \times (1+i)^n$$

Taxa real e Taxa aparente: Quando não se considera o efeito da inflação, está se falando de taxa real. Ao contrário, quando esse efeito é considerado, a taxa assim utilizada, isto é, acrescida de um indexador, tem o nome de "taxa aparente".

Um exemplo clássico é a caderneta de poupança. Seja a remuneração de 0,5% (Taxa real) a.m. acrescida da TR (indexador).

Supondo uma variação mensal do indexador de 0,4 %, tem-se a taxa aparente de 0,5 "+" 0,4 = 1,005 x 1,004 = 1,00902. Ou seja, a taxa aparente é de 0,902%, enquanto a taxa real é de 0,5 %.

Equivalência de taxas

No sistema de capitalização composta (taxa efetiva), diz-se que duas taxas são equivalentes quando aplicadas ao mesmo capital, durante o mesmo período, produzindo o mesmo montante (ou valor futuro). Esse conceito é particularmente útil, quando se faz necessário calcular uma taxa mensal a partir de uma taxa anual, ou vice versa.

Exemplo: Considere a taxa anual de 12 % e verifique qual é o valor da taxa mensal equivalente.

Sendo o montante e o capital os mesmos, pela definição de taxas equivalentes, pode-se escrever:

$$(1+i)^{12} = (1+j)^1$$

Chamando de “i” a taxa mensal e de “j” a taxa anual, e resolvendo essa equação, chega-se a:

$$i = (1+j)^{1/12} - 1$$

$$i = (1+0{,}12)^{1/12} - 1$$

Ou i = 0,000949, o que corresponde, em percentual a 0,949%.

É sempre possível conferir o resultado fazendo a equivalência inversa:

$(1 + i)^{12} = 1 + j$ Isto é: $(1 + 0{,}00949)^{12} = 1 + j$ Ou j = 0,1200

Isso corresponde a 12% na representação percentual.

B.4 Amortização de empréstimos

Normalmente, consideram-se três tipos básicos de amortização:

Sistema price (ou francês)

O financiamento é quitado em parcelas iguais, constituindo uma série uniforme.

A prestação é calculada pela fórmula B.8, já mostrada nos conceitos iniciais.

$$R = C \times [\frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}] \tag{B.8}$$

Este sistema caracteriza-se por prestações fixas, implicando em amortização variável e juro sobre o saldo devedor, também variável.

Exemplo: seja um empréstimo de R$ 100.000,00, que deve ser quitado em quatro anos, pelo sistema "price", a uma taxa de juro de 10% a.a.

A prestação "R" será igual a $R = 100.000,00 \times [\frac{i \times (1+0,1)^4}{(1+0,1)^n - 1}]$ = 31.547,08

TABELA B.3 - EXEMPLO DO SISTEMA PRICE

	TAXA AO ANO	10,00%		
ANO	SALDO DEVEDOR	JUROS SOBRE SALDO DEVEDOR	AMORTIZAÇÃO	PRESTAÇÃO
0	R$ 100.000,00			
1	R$ 78.452,92	R$ 10.000,00	R$ 21.547,08	R$ 31.547,08
2	R$ 54.751,13	R$ 7.845,29	R$ 23.701,79	R$ 31.547,08
3	R$ 28.679,17	R$ 5.475,11	R$ 26.071,97	R$ 31.547,08
4	R$ 0,00	R$ 2.867,92	R$ 28.679,16	R$ 31.547,08
Totais	-	R$ 26.188,32	R$ 100.000,00	R$ 126.188,32

Sistema de amortização constante (SAC)

Neste sistema, o saldo devedor é amortizado em parcelas constantes acrescidas de juros. Parte-se de uma amortização constante e aplica-se a taxa de juro sobre o saldo devedor. Assim, a característica desse sistema é, como o nome indica, a amortização constante, o juro variável e a prestação variável (decrescente).

Utilizando o mesmo exemplo, a Tabela B.3 mostra o plano de amortização constante. Amortização igual a R 1000.000,00 / 4 = R$ 25.000,00.

TABELA B.4: EXEMPLO SAC

	TAXA AO ANO	10,00%		
ANO	SALDO DEVEDOR	JUROS SOBRE SALDO DEVEDOR	AMORTIZAÇÃO	PRESTAÇÃO
0	R$ 100.000,00			
1	R$ 75.000,00	R$ 10.000,00	R$ 25.000,00	R$ 35.000,00
2	R$ 50.000,00	R$ 7.500,00	R$ 25.000,00	R$ 32.500,00
3	R$ 25.000,00	R$ 5.000,00	R$ 25.000,00	R$ 30.000,00
4	R$ 0,00	R$ 2.500,00	R$ 25.000,00	R$ 27.500,00
Totais	-	R$ 25.000,00	R$ 100.000,00	R$ 125.000,00

Sistema de amortização misto (SAM)

É, como o nome indica, uma mistura dos dois sistemas anteriores. A prestação é definida pela média aritmética da prestação calculada pelo conceito "price" e pela prestação calculada pelo conceito "SAC".

$$\text{Prestação}\quad\text{SAM} = \frac{(\text{Prestação}\quad\text{Price} + \text{Prestação}\quad\text{SAC})}{2} \qquad \text{(B.11)}$$

Ainda, utilizando os dados do exemplo numérico anterior, o plano de amortização desse financiamento pelo sistema "SAM" está mostrado na Tabela B.5:

TABELA B.5: EXEMPLO SAM

	TAXA AO ANO	10,00%		
ANO	SALDO DEVEDOR	JUROS SOBRE SALDO DEVEDOR	AMORTIZAÇÃO	PRESTAÇÃO
0	R$ 100.000,00			
1	R$ 76.726,46	R$ 10.000,00	R$ 23.273,54	R$ 33.273,54
2	R$ 52.375,57	R$ 7.672,65	R$ 24.350,89	R$ 32.023,54
3	R$ 26.839,58	R$ 5.237,56	R$ 25.535,98	R$ 30.773,54
4	R$ 0,00	R$ 2.683,96	R$ 26.839,58	R$ 29.523,54
Totais	-	R$ 25.594,16	R$ 100.000,00	R$ 125.594,16

Pode-se fazer uma série de comparações entre os sistemas de amortização mostrados anteriormente. Uma delas refere-se ao valor das prestações. O gráfico apresentado na Figura B.6 mostra esse comparativo.

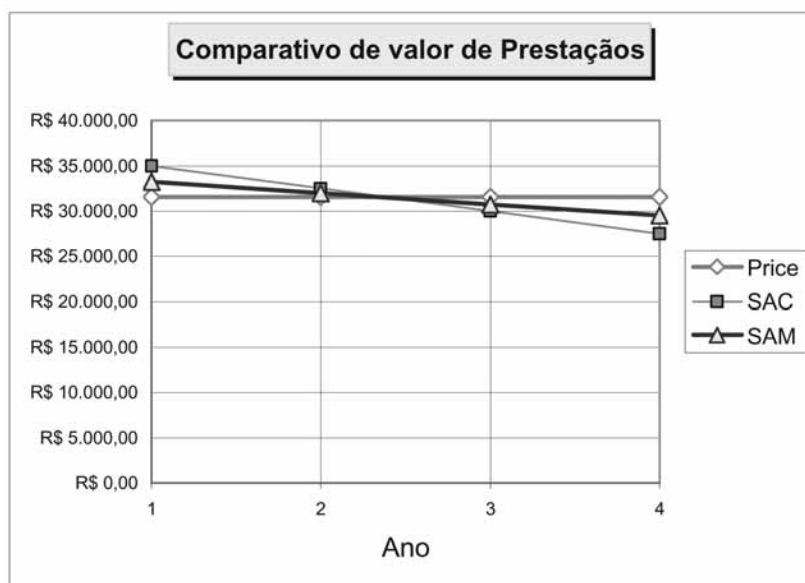



Figura B.6: Comparativo de valor de prestações

Assim, ao se optar por um determinado financiamento, é preciso estar atento as suas características.

Enquanto no sistema "price" as prestações são constantes, nos dois outros sistemas o valor das prestações começa mais alto e termina mais baixo.

Dependendo do fluxo de caixa do projeto (entendido no sentido amplo), um determinado sistema pode vir a ser mais interessante do que o outro.

B.5 Avaliação de investimentos

Como foi comentado na introdução deste capítulo, o tema "avaliação de investimento" é vasto. Os conceitos e exemplos que estão abordados neste tópico estão restritos ao escopo deste Livro.

Em qualquer dos métodos empregados, o objetivo será sempre o de comparar projetos de investimento dentre vários mutuamente exclusivos ou de selecionar qual (ou quais) dos projetos imaginados deve ser selecionado para implementação.

B.5.1 Tempo de retorno

Nesse método, procura-se saber quanto tempo a empresa ou investidor levará para recuperar seu capital. Em geral, são considerados dois tipos de tempo de retorno: simples (também conhecido como pay-back simples) e fluxo de caixa descontado.

No primeiro (pay-back simples), calcula-se o valor total dos benefícios no período de vida útil da alternativa de projeto selecionada pelo valor do investimento. Em geral, é aplicado para pequenos valores de investimento, para projetos cujo benefício se dá em um curto período (em geral menos de 4 anos).

Exemplo: seja o fluxo de caixa dos projetos A, B e C mostrados na Tabela B.6:

TABELA B.6: EXEMPLO FLUXO DE CAIXA

PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
0	-2.000,00	-2.000,00	-3.000,00
1	400,00	900,00	800,00
2	600,00	300,00	1.200,00
3	1.000,00	300,00	1.000,00
4	1.200,00	300,00	1.000,00
5	500,00	300,00	1.000,00

Para calcular o tempo de retorno pelo método do pay-back simples, basta acumular os “benefícios” conforme a Tabela B.7:

TABELA B.7: EXEMPLO DE BENEFÍCIOS

PERÍODO (ANO)	BENEFÍCIOS ACUMULADOS		
1	400,00	900,00	800,00
2	1.000,00	1.200,00	2.000,00
3	2.000,00	1.500,00	3.000,00
4	3.200,00	1.800,00	4.000,00
5	3.700,00	2.100,00	5.000,00

Por fim, deve-se verificar o tempo (no caso em anos) gasto para que os benefícios acumulados superem o investimento inicial. A Tabela B.8 mostra o tempo de retorno para as alternativas (ou projetos) A, B e C.

TABELA B.8: EXEMPLO DE TEMPO DE RETORNO

	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
Retorno (anos)	3,00	4,67	3,00

Por este método, a conclusão seria que os projetos "A" e "C" têm o mesmo tempo de retorno. Portanto, são equivalentes num critério de decisão quanto ao mais "vantajoso".

Caso a intenção fosse selecionar quais projetos (ou alternativas) têm tempo de retorno inferior a quatro anos, por exemplo, ambos atenderiam.

No segundo método, chamado "Fluxo de Caixa descontado" (FDC,n), considera-se o valor do dinheiro no tempo. Assim, é necessário considerar uma taxa de desconto, também chamada de "Custo de oportunidade", "Custo de capital" ou, ainda, "Taxa mínima de atratividade". Em linhas gerais, essa taxa pode ser entendida como a taxa paga por outra opção de aplicação com igual nível de risco.

Corresponde ao valor presente daquele fluxo, no período considerado, na taxa acertada. Por exemplo, o fluxo de caixa de R$ 2.000,00, ocorrido no oitavo período (8(mês por suposição), usando uma taxa de 10% de desconto, será igual a:

$$FDC_{,8} = \frac{2.000,00}{(1+0,10)^{8}} = 933,02$$

Isto é, R$ 2.000,00 daqui a 8 meses correspondem a apenas R$ 933,02 hoje.

Utilizando os dados do exemplo anterior, vemos que as opções A e C continuam sendo as selecionadas pelo critério de tempo de retorno inferior a quatro anos se utilizado o método do fluxo de caixa descontado. Porém, a alternativa "A" mostra-se mais vantajosa

por apresentar um tempo de retorno menor quando se considera o valor do dinheiro no tempo (ou o custo do capital). A Tabela B.9 ilustra com os dados:

Na primeira parte da tabela, em cada linha está o valor do "benefício" descontado a uma taxa de 12%. Por exemplo, na linha correspondente ao ano 2 o valor 478,32 da primeira coluna é o resultado da operação

$$\frac{600{,}00}{(1+0{,}12)^2} = 478{,}32$$

TABELA B.9: EXEMPLO DE DESCONTO DE FLUXO

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE: 12,00%			
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
0	-2.000,00	-2.000,00	-3.000,00
1	357,14	803,57	714,29
2	478,32	239,16	956,63
3	711,78	213,53	711,78
4	762,62	190,66	635,52
5	283,71	170,23	567,43
Retorno (anos)	3,59		3,97
PERÍODO (ANO)	BENEFÍCIOS ACUMULADOS		
1	357,14	803,57	714,29
2	835,46	1.042,73	1.670,92
3	1.547,24	1.256,26	2.382,70
4	2.309,86	1.446,92	3.018,22
5	2.593,57	1.617,15	3.585,64

É importante observar que a alternativa "B", sem considerar o fator tempo, mostrava-se também aceitável. Isto é, apresenta retorno, embora num período superior ao arbitrado inicialmente. Quando entra o fator tempo, verifica-se que esta alternativa (ou esse projeto) sequer dá retorno (considerada a taxa de 12% a.a.).

B.5.2 Valor presente líquido (VPL)

Neste método, o critério de decisão quanto à aceitação ou não da alternativa é a verificação se o VPL é maior que zero.

Como o valor presente líquido é definido como a soma algébrica do valor presente das entradas de caixa e dos investimentos ao longo da vida útil do projeto, seu significado é, caso esse projeto seja implementado, em quanto ele será capaz de aumentar o patrimônio líquido da empresa.

Também é intuitivo o entendimento de que, no caso de alternativas excludentes mutuamente, aquela que apresenta o maior VPL deve ser priorizada, considerando apenas a análise econômica.

O "valor da empresa" ficará acrescido do VPL após o período considerado nessa análise econômica.

O fluxo de caixa do exemplo anterior está apresentado na Tabela B.10.

TABELA B.10: FLUXO DE CAIXA

PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
0	-2.000,00	-2.000,00	-3.000,00
1	400,00	900,00	800,00
2	600,00	300,00	1.200,00
3	1.000,00	300,00	1.000,00
4	1.200,00	300,00	1.000,00
5	500,00	300,00	1.000,00

o VPL dos projetos "A","B" e "C" estão mostrados na Tabela B.11:

TABELA B.11: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE: 12,00%			
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
0	R$ (2.000,00)	R$ (2.000,00)	R$ (3.000,00)
1	357,14	803,57	714,29
2	478,32	239,16	956,63
3	711,78	213,53	711,78
4	762,62	190,66	635,52
5	283,71	170,23	567,43
VPL	R$ 593,57	R$ (382,85)	R$ 585,64

Da mesma forma quando se analisou o tempo de retorno pelo método do fluxo de caixa descontado, observa-se que a alternativa "A" é "superior" à alternativa "C", pois apresenta um VPL maior.

O método do VPL representa integralmente o conceito de fluxo de caixa descontado. Daí chegar-se às mesmas conclusões na análise seletiva de alternativas de projeto.

A planilha eletrônica Excel apresenta nas suas funções matemáticas, especialmente nas financeiras, o cálculo automático do VPL, bastando selecionar a coluna onde estão os valores do fluxo de caixa.

Uma observação importante é que na planilha Excel, como "default", considera-se investimento como se feito ao final do primeiro período. Isto é, aplica-se a taxa de desconto já a partir do primeiro fluxo de caixa, o que não é usual entre nós. (Tabela B.12)

TABELA B.12: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE: 12,00%			
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57
2	318,88	717,47	637,76
3	427,07	213,53	854,14
4	635,52	190,66	635,52
5	680,91	170,23	567,43
6	253,32	151,99	506,63
VPL	R$ 529,98	(R$ 341,83)	R$ 522,90

Assim, para se aplicar à função automática do Excel no exemplo dado, em que o investimento está considerado no início do período (índice "zero"), e obter-se o mesmo resultado, deve-se fazer um ajuste.

Calcule o valor presente líquido com a função VPL do Excel apenas dos benefícios e subtraia o investimento.

	A	B	C	D
1	Período (ano)	Projeto A	Projeto B	Projeto C
2	0	R$ (2.000,00)	R$ (2.000,00)	R$ (3.000,00)
3	1	400,00	900,00	800,00
4	2	600,00	300,00	1.200,00
5	3	1.000,00	300,00	1.000,00
6	4	1.200,00	300,00	1.000,00
7	5	500,00	[illegible]	1.000,00
8	VPL	R$ 593,57		1.585,64

=VPL(B4:B8)+B2

Figura B.7 - Fluxo no Excel

B.5.3 Taxa interna de retorno (TIR)

A definição da "Taxa interna de retorno" é:

A taxa de desconto que anula o VPL.

Sendo o VPL o resultado da fórmula:

$$VPL = S_{1}^{n} \frac{FC_j}{(1+i)^j} \qquad (B.11)$$

onde FC é o fluxo de caixa no período "j" e "i" é a taxa de desconto, sendo "n" o número de períodos considerado, encontrar a Taxa interna de retorno de um fluxo de caixa é resolver a equação em "i" :

$$\Sigma_{1}^{n} \frac{FC_j}{(1+i)^j} = 0$$

Em bom português, significa encontrar o valor da incógnita "i" capaz de tornar essa igualdade verdadeira.

É claro que sendo o fluxo de caixa irregular (não sendo uma série uniforme) na esmagadora maioria dos casos práticos, a solução dessa equação é numérica, isto é, deve ser feita por aproximações sucessivas. As calculadoras financeiras, bem como as planilhas eletrônicas, como, por exemplo, a mais utilizada delas, a Excel, já trazem o "solver" para essa equação, facilitando o trabalho do profissional que efetua esse tipo de análise de viabilidade.

Quanto ao critério de decisão, se A TIR for igual ou superior à taxa mínima de atratividade, aceita-se o projeto; caso contrário, ele deve ser rejeitado. A comparação entre duas soluções mutuamente excludentes é feita escolhendo-se aquela com o maior valor para a TIR.

Exemplo numérico:

Ainda com os dados do exemplo anterior, o cálculo da TIR para cada uma das alternativas de projeto "A","B" e "C" está apresentado na Tabela B.13, utilizando a função TIR da planilha Excel, considerando o investimento ao final do ano 1, de modo a poder utilizar as funções do Excel sem a necessidade da correção mostrada anteriormente. Observe que o índice dos fluxos inicia-se no valor 1 e vai até o valor 6, ao invés do exemplo da VPL, utilizado para mostrar essa diferença, em que o investimento se dava no ano "zero" .

Nessa tabela, pode-se observar que quando o VPL é maior que zero a TIR é superior à taxa de desconto, sendo o inverso também verdadeiro:

TABELA B.13: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE: 12,00%			
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57
2	318,88	717,47	637,76
3	427,07	213,53	854,14
4	635,52	190,66	635,52
5	680,91	170,23	567,43
6	253,32	151,99	506,63
VPL	R$ 529,98	(R$ 341,83)	R$ 522,90
TIR	22,17%	2,05%	19,45%

Pela definição, se procurássemos uma taxa de desconto que anulasse o valor presente líquido, essa seria igual à TIR. A título de ilustração, a Figura B.8 apresenta o cálculo da taxa de desconto que anula o VPL da alternativa "A". Isso pode ser feito com o auxílio da função "Ferramentas/Atingir Meta":

Fluxo descontado com taxa anual de:			12,00%
Período (ano)	Projeto A	Projeto B	Projeto C
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57
2	318,88	717,47	637,76
3	427,07	213,53	854,14
4	635,52	190,66	635,52
5	680,91	170,23	567,43
6	253,32	151,99	506,63
VPL	R$ 529,98	(R$ 341,83)	R$ 522,90

Figura B.8: Cálculo da taxa de desconto que anula o VPL da alternativa "A"

Ao aceitar os valores na caixa de diálogo através da tecla "OK", o Excel calcula a taxa que anula o valor presente líquido, como mostrado na Figura B.9:

Fluxo descontado com taxa anual de:			22,17%
Período (ano)	Projeto A	Projeto B	Projeto C
1	-1.637,01	-1.637,01	-2.455,51
2	267,98	602,95	535,96
3	329,01	164,51	658,02
4	448,83	134,65	448,83
5	440,84	110,21	367,37
6	150,35	90,21	300,69
VPL	R$ 0,00	(R$ 534,48)	(R$ 144,64)

Status do comando atingir meta

Atingir Meta com a célula G9 não encontrou uma solução.

Valor de destino: 0

Valor atual: R$ 0,00

OK | Cancelar | Etapa | Pausar

Figura B.9: Cálculo da taxa que anula o VPL, no Excel

Como não poderia deixar de ser, o valor encontrado para a taxa capaz de anular o VPL foi exatamente a TIR calculada anteriormente.

Comentário sobre a TIR

Quando um fluxo de caixa apresenta valores alternadamente positivos e negativos (embora não muito comum nos exemplos restritos ao objetivo deste Livro, vale o comentário), é possível existir mais de um valor real para a TIR (tantas quantas forem as inversões de sinal do fluxo de caixa).

A planilha Excel apresenta sempre a solução mais próxima da estimativa inserida pelo operador. Quando essa estimativa não é inserida, o seu valor de "default" é 10%.

Outra consideração, e esta de ordem mais prática, é que este método assume que todos os fluxos de caixa serão reinvestidos (se positivos) ou descontados (se negativos) à mesma taxa. Isto é aceitável desde que os valores encontrados para a TIR estejam próximos dos valores de mercado (entre 5% e 25% por exemplo). Num projeto em que a TIR seja igual a 3,0%, é no mínimo estranho admitir que as receitas líquidas de caixa sejam reinvestidas a essa taxa. De outro lado, quando a TIR encontrada é muito grande, é difícil crer que seja possível encontrar um investimento que remunere o capital nesse valor (por exemplo, superior a 30% ao ano).

Para resolver este problema, pode-se contar com o método da Taxa interna de retorno modificada (MTIR), no qual se utilizam uma taxa para o reinvestimento dos fluxos positivos e outra para os descontos dos fluxos negativos. Isso dá uma dose de maior realidade às previsões quando da elaboração da análise de retorno do investimento.

No exemplo utilizado até aqui, se utilizarmos a taxa de 15% para os fluxos positivos e a taxa de 10% para os negativos, na alternativa "A" os valores seriam (Tabela B.14):

TABELA B.14: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE: 12,00%			
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57
2	318,88	717,47	637,76
3	427,07	213,53	854,14
4	635,52	190,66	635,52
5	680,91	170,23	567,43
6	253,32	151,99	506,63
VPL	R$ 529,98	(R$ 341,83)	R$ 522,90
TIR	19,21%	8,96%	17,42%

B.6 Análise de investimentos

Finalizando o capítulo, vale a pena tecer alguns comentários de ordem geral com relação à análise de investimentos, embora as considerações sobre a empresa como um todo extrapolem o escopo deste Livro. Todavia, ao procurar uma maior eficiência energética no uso de Sistemas de Bombeamento, o que se está fazendo é procurar investimentos no ramo que maximizem o lucro, seja este entendido com reinvestimento, no caso das empresas de economia mista, seja este entendido como dividendos aos acionistas, no caso das empresas privadas.

Economia gerada pelo investimento

De modo geral, deve ser sempre possível identificar os benefícios gerados com um determinado investimento. Na busca da maior eficiência energética no uso de Sistemas de Bombeamento, os projetos normalmente não apresentam aumento de receita, mas redução de custo, e este é o benefício a considerar na montagem do fluxo de caixa.

Custos que devem ser considerados

Custos operacionais: são os desembolsos inerentes ao processo produtivo (pessoal, energia elétrica, lubrificantes, matéria-prima, etc, tomando como exemplo uma indústria). Estes ainda podem ser subdivididos nos "custos fixos" - que não dependem do volume produzido, e "custos variáveis", que são proporcionais à produção.

Numa central de refrigeração de grande porte, por exemplo, os custos com pessoal podem ser considerados fixos, pois, independentemente do período em que os compressores permanecerão ligados, haverá sempre alguém de plantão, ou operando os demais equipamentos, dependendo do grau de automação do processo. Já os custos com lubrificantes, fluidos e energia elétrica estão diretamente relacionados com o volume de frio produzido.

Depreciação

Nos balanços das empresas, a depreciação deve aparecer como a perda de valor dos bens físicos sujeitos a desgastes ou a perda de utilidade por uso, ação da natureza ou obsolescência. É calculada usando o método linear, que consiste na relação entre a diferença de valor inicial e do valor residual dividida pela vida útil do bem.

Vida útil

A Secretaria da Receita Federal é que determina as taxas máximas e os períodos de depreciação. Para cada tipo de bem atribui-se um período de vida útil, como, por exemplo, de 25 anos para prédios e construções e de 10 anos para máquinas e equipamentos, embora possam ser adotados valores superiores.

Despesas financeiras

Podem ser "operacionais", que são aquelas decorrentes de operações necessárias para cobrir pequenas faltas de caixa (empréstimos de curto prazo, etc.), ou "de capital", que são aquelas decorrentes de operações financeiras para financiar a aquisição de equipamentos, relativos aos investimentos.

Impostos

Também este conceito deve ser levado em conta quando se analisa a empresa a partir do seu balanço patrimonial e dos investimentos capazes de alterar significativamente sua relação de lucro ou prejuízo. Isto porque no caso de a empresa apresentar lucro num determinado exercício, será necessário descontar a parcela relativa ao imposto de renda e à contribuição social. Estes impostos são calculados como um percentual do resultado do exercício, conforme o fluxo de caixa operacional esquemático mostrado na Figura B.10:

Receita	A	+	
Despesa	B	-	Custo Operacional fixo
			Custo Operacional variável
Lucro Operacional	C = A - B	Receita - despesa	
Depreciação	D	-	
Lucro tributável	E = C - D	Lucro Operacional - Depreciação	
Imposto de Renda	F	-	
Lucro Líquido	G = E - F	Lucro Tributável - Imposto de Renda	
Depreciação	D	+	
Fluxo de Caixa Operacional	H = G + D	Lucro Líquido + depreciação	

Figura B.10: Fluxo de Caixa Operacional - modelo

B.7 Influência do financiamento no fluxo de caixa do projeto

Até aqui, foi dito apenas sobre a viabilidade intrínseca de um projeto, isto é, a análise comparativa entre a sua rentabilidade e a taxa mínima de atratividade. Isto é denominado “viabilidade econômica do projeto”.

Se, todavia, for levado em conta o fluxo de caixa dos financiamentos, então o estudo da viabilidade desse projeto passa a ser denominado “estudo de viabilidade financeira”.

O exemplo a seguir ilustra a viabilidade financeira e econômica de um projeto com seis anos de vida útil, cujo fluxo de caixa econômico já está calculado na Tabela B.15.

O financiamento de R$ 1.000.000,00 para este projeto tem a seguinte composição: 20% com capital próprio e 80% financiado a uma taxa de 12% ao ano. Considerando que os recursos próprios para a empresa custam 15%, a taxa mínima de atratividade (TMA) é dada por:

$$TMA = \frac{0,20 \times 1.000.000,00 \times 0,15 + 0,80 \times 1.000.000,00 \times 0,12}{1.000.000,00} = 12,60\%$$

TABELA B.15: FLUXO DE CAIXA DE UM PROJETO COM 6 ANOS DE VIDA ÚTIL

ANO	FLUXO	
1	-800000	Investimento
2	-200000	
3	200000	Vida útil
4	250000	
5	300000	
6	350000	
7	350000	
8	3500000	
TIR	14,16%	

Considerando que o financiamento tem prazo de carência de dois anos, com pagamento de juros (taxa de 12% a.a.) e que o sistema de amortização acordado foi o SAC, com quatro parcelas, o fluxo financeiro desse projeto pode ser visualizado na Tabela B.16.

TABELA B.16: FLUXO DE CAIXA DE UM PROJETO COM FINANCIAMENTO COM PRAZO DE OCORRÊNCIA DE 2 ANOS

LIBERAÇÃO	SALDO DEVEDOR	JUROS	AMORTIZAÇÃO	FLUXO FINANCEIRO
		12,00%		
800.000,00	800.000,00			800.000,00
	800.000,00	96.000,00		-96.000,00
	800.000,00	96.000,00		-96.000,00
	600.000,00	96.000,00	200.000,00	-296.000,00
	400.000,00	72.000,00	200.000,00	-248.000,00
	0,00	24.000,00	200.000,00	-224.000,00

Neste exemplo foi desconsiderada a dedução no imposto de renda relativo às despesas financeiras (juros do financiamento). Assim, o fluxo financeiro desse projeto fica sendo como o mostrado na Tabela B.17.

TABELA B.17: FLUXO FINANCEIRO DO PROJETO ANALISADO

ANO	FLUXO “ECONÔMICO	FINANCIAMENTO	FLUXO DE CAIXA CAPITAL PRÓPRIO
1	-800000	800.000,00	0,00
2	-200000	-96.000,00	-296.000,00
3	200000	-96.000,00	104.000,00
4	250000	-296.000,00	-46.000,00
5	300000	-272.000,00	28.000,00
6	350000	-248.000,00	102.000,00
7	350000	-224.000,00	126.000,00
8	350000		350.000,00
TIR			19,23%

Análise

A rentabilidade do investimento, avaliada pela TIR (taxa interna de retorno) por meio do fluxo de caixa econômico, foi de 14,16%, superior à taxa mínima de atratividade (TMA), podendo, portanto, este projeto ser considerado viável do ponto de vista econômico.

Comparando a taxa de retorno do capital próprio, igual a 19,23%, com o custo do capital próprio, de 16%, pode-se concluir que este projeto também é viável financeiramente, de acordo com as condições consideradas para este financiamento.

Como o efeito das deduções de imposto de renda relativas aos juros do financiamento não foi considerado, tendo-se optado por trabalhar a favor da segurança neste exemplo, é de se esperar uma TIR para o fluxo financeiro um pouco maior. Neste caso, a conclusão será a mesma.